

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías  
Industriales

Diseño de controladores para vehículo  
eléctrico con cuatro motores en rueda

Autor: Miguel Navas Alcántara

Tutor: Carlos Bordons Alba

Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías  
Industriales

# **Diseño de controladores para vehículo eléctrico con cuatro motores en rueda**

Autor:  
Miguel Navas Alcántara

Tutor:  
Carlos Bordons Alba  
Catedrático

Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Grado:   Diseño de controladores para vehículo eléctrico con cuatro motores en  
rueda

Autor:       Miguel Navas Alcántara  
Tutor:       Carlos Bordons Alba

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:



# Agradecimientos

---

**E**s todo un honor para mí poder dedicar este proyecto primero a mi familia, por dármele todo en esta vida y por hacer que nunca deje de luchar por mi futuro.

A mi tutor, Carlos Bordons, por permitirme participar en este hermoso proyecto y por su excelente ayuda.

A todo el equipo de Fuel Cell Control Lab, por sus aportes cuando se ha trabajado en el coche.

A mis compañeros de profesión, por llegar a transmitirme lo que significa trabajar en equipo.

A la ingeniería en general, por dotarme de los conocimientos y oportunidades que tengo actualmente, además de ser ésta el motor de nuestro progreso e ilusiones.

Finalmente, al lector, por recompensar a mi trabajo con su tiempo e interés.

*Miguel Navas Alcántara  
Sevilla, 2017*



# Resumen

---

En la actualidad, cada vez se apuesta más por la tecnología que nos facilite la conducción, de forma segura y con objetivo principal el de respetar al medio ambiente. Debido a esto surge el concepto de movilidad sostenible, en el campo de la automoción.

Dentro de dicha movilidad, se encuentra la de tipo eléctrico, que actualmente participa en el mercado como última novedad, junto con las tecnologías de vehículos híbridos. Los motores eléctricos, ya sea en sistemas híbridos como en puramente electrificados, proporcionan grandes ventajas en los transportes actuales; tanto en aspectos técnicos como medioambientales.

En este trabajo, nos encontramos en el segundo caso, donde un vehículo con cuatro motores eléctricos incorporados proporciona una alta versatilidad, tanto para desarrollar algoritmos que permitan dotar de seguridad adicional a la conducción, como en la forma de garantizar una correcta gestión de la energía disponible, minimizando los recursos necesarios del medio ambiente.

El objetivo del trabajo consiste en el diseño de un controlador de estabilidad que mejore la respuesta dinámica del coche-prototipo FOX, orientado a mejorar resultados en competición, incluyendo la implementación en el vehículo real. Además se incluyen resultados del uso de otro algoritmo usado también para controlar el comportamiento y la seguridad presentada durante la conducción del coche.

Los algoritmos presentados a continuación consiguen mejorar el comportamiento del vehículo usando un control vectorial, es decir, actuando sobre el par aplicado en cada rueda, de forma independiente y relativa al par deseado por el conductor en cada instante.

El primer controlador a estudiar conseguirá, mediante el uso de diferentes ganancias reguladoras, corregir efectos indeseados durante la conducción. Entre ellos, que el coche gire muy poco o demasiado, o que las ruedas deslicen. Estos problemas serán tratados con un control sobre velocidad angular en yaw y sobre el deslizamiento de las ruedas.

El segundo consistirá en un control con objetivos similares al anterior, actuando sobre la velocidad angular del vehículo y limitando el par calculado según el nivel de tracción disponible en las ruedas.

Además, para completar la parte de implementación en el coche real, las pruebas de simulación serán adaptadas a la realidad realizando estimaciones de referencias necesarias para el control, con los sensores disponibles en el vehículo.



# Abstract

---

Nowadays, more and more people are committed to the technology that facilitates driving, in a safe way and with the main objective of respecting the environment. Due to this emerges the concept of sustainable mobility in the automotive industry.

Within this mobility, there is the electric type, which currently participates in the market as the latest innovation, along with technologies of hybrid vehicles. Electric motors, whether in hybrid or purely electrified systems, provide great advantages in current transport ; both in technical and environmental aspects.

In this work, we are in the second case, where a vehicle with four built-in electric motors provides a high versatility, both to develop algorithms that provide additional safety to the driving, as well as to ensure a correct energy management, minimizing the necessary resources of the environment.

The objective of this work is to design a stability controller that improves the dynamic response of the prototype FOX car, aimed at improving results in competition, including implementation in the real vehicle. In addition, results of other algorithm to correct the dynamics and safety in the driving are included.

The algorithms presented below are able to improve the performance of the vehicle using a vector control, which consist in acting on the torque applied to each wheel, independently and relative to the torque desired by the driver at each instant.

First controller will achieve, through the use of different regulatory gains, to correct some unwanted effects while driving. Among them, let the car to turn inappropriately or let the wheels to slide. These problems are treated with a control on yawrate and on wheel slip.

The second will consist of a control with previous objectives, acting on the yawrate of the vehicle and limiting the calculation according to the available level of traction in the wheels.

In addition, to complete the implementation part in the real car, the simulation tests will be adapted to the reality making necessary reference estimates for the control, with the sensors available in the vehicle.





# Índice

---

|   |           |
|---|-----------|
| <i>Agradecimientos</i>  | I         |
| <i>Resumen</i>  | III       |
| <i>Abstract</i>   | V         |
| <i>Índice</i>   | VIII      |
| <i>Índice de Figuras</i>  | IX        |
| <b>1 Introducción</b>   | <b>1</b>  |
| 1.1 Motivación del proyecto   | 1         |
| 1.2 Objetivos   | 2         |
| <b>2 Estado del arte</b>  | <b>3</b>  |
| 2.1 Controles de estabilidad. Qué son y cómo funcionan  | 3         |
| 2.2 Controles de tracción. Definición y aplicación en automóviles                               | 4         |
| 2.3 Tipologías de control generales, particularizables para controlar vehículos                 | 5         |
| 2.3.1 Control predictivo (MPC)  | 5         |
| 2.3.2 Control PID   | 6         |
| 2.4 Futuro próximo en la automoción. Conducción autónoma  | 6         |
| <b>3 Vehículo FOX</b>   | <b>9</b>  |
| 3.1 Características del vehículo  | 9         |
| 3.1.1 Motores   | 10        |
| 3.1.2 Baterías  | 10        |
| 3.1.3 ECU   | 10        |
| 3.1.4 Sensores instalados   | 10        |
| Sensor de posición instalado en los pedales   | 11        |
| Sensor de giro del volante  | 11        |
| Sensores disponibles en la suspensión   | 11        |
| Unidad de medidas inerciales (IMU)  | 11        |
| Esquema de control en el FOX  | 11        |
| 3.1.5 Modelo de SimMechanics  | 12        |
| Necesidad de un modelo dinámico del coche. Justificación del uso de la herramienta SimMechanics | 12        |
| Modelo de vehículo en SimMechanics  | 12        |
| Deslizamientos en rueda   | 13        |
| Cálculo de fuerzas  | 14        |
| Suposiciones y simplificaciones   | 14        |
| <b>4 Definición de ensayos</b>  | <b>15</b> |
| 4.1 Trayectorias escogidas y adaptación a la zona de pruebas disponible                         | 15        |
| 4.1.1 Formula Student   | 15        |
| 4.1.2 Prueba Skidpad de la Formula Student  | 15        |
| 4.1.3 Prueba de respuesta ante escalón  | 16        |

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| 4.1.4    | Prueba de aceleración y giro  | 16        |
| 4.1.5    | Pista disponible para las pruebas reales  | 17        |
| 4.2      | Tareas realizadas   | 17        |
| 4.2.1    | Acondicionamiento de variables en el coche real   | 17        |
|          | Estimación de las fuerzas verticales usando datos de la unidad inercial                                     | 17        |
|          | Estimación de las fuerzas verticales en las ruedas usando los potenciómetros lineales instalados            | 22        |
| 4.2.2    | Gradiente de subviraje y geometría de Ackermann   | 25        |
| <b>5</b> | <b>Controlador de velocidad angular y deslizamiento usando ganancias, enfocado a la competición FS 2018</b> | <b>27</b> |
| 5.1      | Introducción al controlador propuesto   | 27        |
| 5.1.1    | Conceptos previos   | 28        |
|          | Ventajas de controlar la velocidad angular  | 28        |
|          | Definición del deslizamiento de una rueda y cómo afecta a la tracción                                       | 28        |
| 5.2      | Estrategia de control   | 29        |
| 5.2.1    | Regulación sobre el par demandado por el conductor  | 29        |
| 5.2.2    | Método de cálculo para el control del nivel de tracción   | 29        |
| 5.2.3    | Método de cálculo para el control de la estabilidad global del coche  | 30        |
|          | Situación de sobreviraje en una curva dada ( $r_{des} < r$ )  | 30        |
|          | Situación de subviraje en una curva dada ( $r_{des} > r$ )  | 31        |
| 5.2.4    | Corrección del deslizamiento para mejorar la adherencia de las ruedas al suelo                              | 31        |
| 5.2.5    | Obtención de la referencia para el controlador  | 32        |
| 5.3      | Construcción del controlador en Simulink/SimMechanics   | 33        |
| <b>6</b> | <b>Controlador de yawrate basado en estrategia proporcional-integral</b>                                    | <b>43</b> |
| 6.1      | Introducción al controlador   | 43        |
| 6.2      | Estrategia de control   | 43        |
| 6.2.1    | Arquitectura de partida   | 43        |
| 6.2.2    | Funcionalidades añadidas  | 44        |
| 6.3      | Diseño del controlador en Simulink/SimMechanics   | 45        |
| <b>7</b> | <b>Resultados obtenidos</b>   | <b>47</b> |
| 7.1      | Simulación del controlador por ganancias  | 47        |
| 7.1.1    | Prueba 1: Respuesta ante escalón  | 47        |
| 7.1.2    | Prueba 2: Respuesta ante aceleración desde reposo y giro  | 52        |
| 7.1.3    | Prueba 3: Trayectoria Skidpad de la Formula Student   | 56        |
| 7.2      | Simulación de controlador proporcional-integral mejorado  | 59        |
| 7.3      | Pruebas reales en el FOX  | 63        |
| 7.3.1    | Giro a la izquierda, usando control equitativo  | 63        |
| 7.3.2    | Prueba Skidpad, usando control equitativo   | 67        |
| 7.3.3    | Giro a la izquierda, realizada con el controlador basado en ganancias                                       | 72        |
| 7.3.4    | Prueba Skidpad, realizada con el controlador basado en ganancias  | 76        |
| 7.3.5    | Giro a la izquierda, usando control proporcional integral   | 80        |
| 7.3.6    | Prueba Skidpad, usando control proporcional integral  | 83        |
| <b>8</b> | <b>Adaptación de código para QNX</b>  | <b>87</b> |
| <b>9</b> | <b>Conclusiones y trabajo futuro</b>  | <b>93</b> |
| 9.1      | Conclusiones  | 93        |
| 9.2      | Trabajo futuro  | 94        |
|          | Índice de Códigos   | 95        |
|          | Bibliografía  | 97        |

# Índice de Figuras

---

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.1  | Emisiones de gases de efecto invernadero   | 1  |
| 2.1  | Subviraje y sobreviraje  | 3  |
| 2.2  | Funcionamiento del ESP   | 4  |
| 2.3  | Estrategia MPC   | 5  |
| 2.4  | Estrategia PID   | 6  |
| 2.5  | Niveles de automatización en vehículos   | 7  |
| 3.1  | Vehículo FOX   | 9  |
| 3.2  | Sensores presentes en la suspensión  | 11 |
| 3.3  | Esquema de control del FOX [3]   | 12 |
| 3.4  | Modelo simplificado de SimMechanics [11]   | 13 |
| 3.5  | Cálculo de deslizamientos [11]   | 14 |
| 4.1  | Prueba Skidpad de la Formula Student [14]  | 16 |
| 4.2  | Pista disponible en la Escuela de Ingenieros de Sevilla  | 17 |
| 4.3  | Sistemas de referencia del coche y de la IMU   | 18 |
| 4.4  | Parámetros dimensionales del FOX   | 18 |
| 4.5  | Esquema de fuerzas en el FOX   | 19 |
| 4.6  | Dinámicas longitudinal (a) y lateral (b) de un vehículo [6]  | 19 |
| 4.7  | Fuerzas verticales en Simulink   | 20 |
| 4.8  | Fuerzas verticales en el FOX   | 21 |
| 4.9  | Modelado dinámico de un sistema de amortiguación   | 22 |
| 4.10 | Filtrado en variable recogida de potenciómetro lineal trasero derecho  | 23 |
| 4.11 | Estimación de las fuerzas verticales haciendo uso de potenciómetros lineales (caso presentado en la rueda delantera izquierda del FOX) | 24 |
| 4.12 | Lectura filtrada del potenciómetro delantero izquierdo durante una prueba real en el FOX   | 24 |
| 4.13 | Ángulo de volante frente a el radio de giro en curva deseado[11]   | 25 |
| 5.1  | Coefficiente de rozamiento frente al deslizamiento [8]   | 28 |
| 5.2  | Corrección necesaria para un caso de sobreviraje [7]   | 30 |
| 5.3  | Control basado en histeresis   | 31 |
| 5.4  | Modelo simplificado basado en bicicleta [5]  | 32 |
| 5.5  | Bloque del FOX en el controlador   | 34 |
| 5.6  | Entradas y salidas al bloque del conductor virtual   | 34 |
| 5.7  | Bloque para el control del pedal del conductor virtual   | 35 |
| 5.8  | Bloque ejemplo para el control del volante en conductor virtual  | 35 |
| 5.9  | Bloque generador de referencias  | 35 |
| 5.10 | Interior del bloque generador de referencias, referencia de velocidad angular  | 36 |
| 5.11 | Interior del bloque generador de referencias, estimación de fuerzas verticales   | 37 |
| 5.12 | Control del nivel de tracción disponible en las ruedas   | 38 |
| 5.13 | Diagrama de bloques del control de nivel de tracción, para la rueda delantera izquierda  | 39 |

|      |   |    |
|------|---|----|
| 5.14 | Control de la velocidad angular del vehículo                                | 39 |
| 5.15 | Interior del control de la velocidad angular del vehículo                   | 40 |
| 5.16 | Subsistema de conversión entre par conductor y corrector para cada rueda    | 40 |
| 5.17 | Bloques de conversión entre par conductor y corrector para cada rueda       | 41 |
| 6.1  | Controlador de yawrate [11]   | 44 |
| 6.2  | Montaje exterior del controlador PI   | 45 |
| 6.3  | Montaje interior del controlador PI (1)                                     | 45 |
| 6.4  | Montaje interior del controlador PI (2)                                     | 46 |
| 6.5  | Estructura del bloque "LIMITACIÓN DE PAR" para la rueda delantera izquierda | 46 |
| 7.1  | Angulo de volante para la prueba 1  | 47 |
| 7.2  | Resultados para la velocidad angular en la prueba 1                         | 48 |
| 7.3  | Comparación de Trayectorias recorridas durante la prueba 1                  | 48 |
| 7.4  | Aceleración Lateral en la prueba 1  | 49 |
| 7.5  | Resultados para la velocidad resultante en la prueba 1                      | 49 |
| 7.6  | Pares calculados durante la prueba 1  | 50 |
| 7.7  | Fuerzas verticales estimadas durante la prueba 1                            | 50 |
| 7.8  | Ángulo de deriva del vehículo durante la prueba 1                           | 51 |
| 7.9  | Funcionamiento de un controlador de velocidad angular en yaw [13]           | 51 |
| 7.10 | Ángulo de volante aplicado durante la prueba 2                              | 52 |
| 7.11 | Deslizamiento obtenido en las ruedas delanteras durante la prueba 2         | 52 |
| 7.12 | Deslizamiento obtenido en las ruedas traseras durante la prueba 2           | 53 |
| 7.13 | Velocidad del vehículo en la prueba 2                                       | 53 |
| 7.14 | Ángulo de deriva lateral, recogido durante la prueba 2                      | 54 |
| 7.15 | Aceleración lateral presentada en la prueba 2                               | 54 |
| 7.16 | Pares aplicados a las ruedas  | 55 |
| 7.17 | Yawrate obtenido en la prueba 2   | 55 |
| 7.18 | Trayectorias recorridas durante la prueba 2                                 | 56 |
| 7.19 | Maniobras de volante empleadas durante la prueba Skidpad                    | 56 |
| 7.20 | Velocidades angulares obtenidas con el controlador activo y desactivado     | 57 |
| 7.21 | Comparación para el ángulo de deriva lateral, prueba Skidpad                | 57 |
| 7.22 | Reparto de par en las ruedas realizado                                      | 58 |
| 7.23 | Velocidad resultante  | 58 |
| 7.24 | Aceleración transversal al vehículo   | 59 |
| 7.25 | Trayectorias recorridas   | 59 |
| 7.26 | Entrada de volante  | 60 |
| 7.27 | Comparación en velocidad angular de yaw                                     | 60 |
| 7.28 | Trayectorias recorridas   | 61 |
| 7.29 | Pares aplicados   | 61 |
| 7.30 | Comparación en cuanto a velocidad resultante                                | 62 |
| 7.31 | Comparación en cuanto a aceleración lateral                                 | 62 |
| 7.32 | Ángulo de volante en giro a la izquierda, para un control equitativo        | 63 |
| 7.33 | Trayectoria recorrida, usando control equitativo                            | 64 |
| 7.34 | Reparto de par en cada rueda, para el control equitativo                    | 64 |
| 7.35 | Velocidad resultante presentada   | 65 |
| 7.36 | Yawrate obtenido  | 65 |
| 7.37 | Aceleración lateral presentada  | 66 |
| 7.38 | Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda                      | 66 |
| 7.39 | Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha                      | 67 |
| 7.40 | Ángulo de volante en la prueba Skidpad, para un control equitativo          | 68 |
| 7.41 | Velocidad resultante  | 68 |
| 7.42 | Trayectoria recorrida, usando control equitativo                            | 69 |
| 7.43 | Yawrate obtenido en la prueba Skidpad                                       | 69 |
| 7.44 | Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda                      | 70 |
| 7.45 | Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha                      | 70 |
| 7.46 | Reparto de par en cada rueda, para el control equitativo                    | 71 |

|      |  |    |
|------|--|----|
| 7.47 | Aceleración lateral presentada en la prueba Skidpad  | 71 |
| 7.48 | Ángulo de volante en giro a la izquierda, para el controlador basado en ganancias  | 72 |
| 7.49 | Trayectoria recorrida  | 73 |
| 7.50 | Yawrate obtenido para el controlador basado en ganancias   | 73 |
| 7.51 | Velocidad resultante mediante el controlador basado en ganancias   | 74 |
| 7.52 | Reparto de par realizado por el controlador,junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda                           | 74 |
| 7.53 | Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda   | 75 |
| 7.54 | Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha   | 75 |
| 7.55 | Aceleración lateral presentada   | 76 |
| 7.56 | Ángulo de volante en la prueba Skidpad, usando el controlador basado en ganancias  | 76 |
| 7.57 | Trayectoria recorrida, con el controlador basado en ganancias  | 77 |
| 7.58 | Yawrate obtenido en la prueba Skidpad, control mediante ganancias  | 77 |
| 7.59 | Velocidad resultante   | 78 |
| 7.60 | Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda   | 78 |
| 7.61 | Reparto de par realizado por el controlador,junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda durante la prueba Skidpad | 79 |
| 7.62 | Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha   | 79 |
| 7.63 | Aceleración lateral durante la prueba Skidpad  | 80 |
| 7.64 | Ángulo de volante en giro a la izquierda, para el controlador proporcional integral mejorado                                       | 80 |
| 7.65 | Trayectoria recorrida  | 81 |
| 7.66 | Yawrate recogido para el controlador proporcional integral   | 81 |
| 7.67 | Velocidad resultante del FOX   | 82 |
| 7.68 | Reparto de par realizado por el controlador,junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda                           | 82 |
| 7.69 | Aceleración lateral  | 83 |
| 7.70 | Ángulo de volante en la prueba Skidpad   | 83 |
| 7.71 | Trayectoria recorrida, con el controlador proporcional integral  | 84 |
| 7.72 | Yawrate obtenido en la prueba Skidpad, control proporcional integral   | 84 |
| 7.73 | Velocidad resultante   | 85 |
| 7.74 | Reparto de par realizado por el controlador,junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda durante la prueba Skidpad | 85 |
| 7.75 | Aceleración lateral durante la prueba Skidpad  | 86 |



# 1 Introducción

## 1.1 Motivación del proyecto

En las últimas décadas, los efectos sobre el medio ambiente de la explotación de los combustibles fósiles son más que apreciables, donde el sector del transporte es uno de los principales partícipes en el cambio climático. En términos de emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) el transporte es responsable del 13,1 % del total de emisiones a nivel global (Figura 1.1), y de las emisiones provenientes del consumo energético este sector es responsable del 22 %, sólo superado por la generación de energía eléctrica y calefacción (International Energy Agency, 2010). Entre el año 1970 y el 2006 las emisiones globales provenientes del sector crecieron un 130 %<sup>1</sup>.

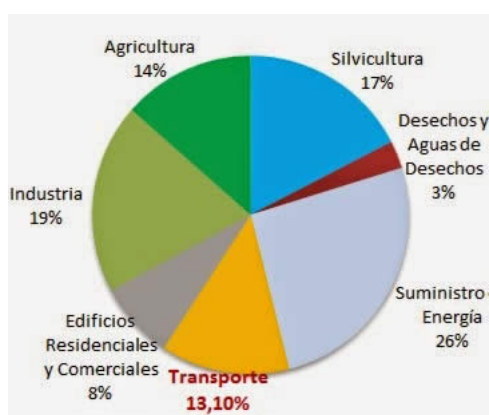


Figura 1.1 Emisiones de gases de efecto invernadero.

Además, no sólo producen consecuencias nocivas para el medio, sino también para la salud. A pesar de los esfuerzos por reemplazar los motores de combustión interna que utilizan gasolina por motores diésel con la finalidad de reducir las emisiones de gases perjudiciales, como el dióxido de carbono, se ha llegado a la conclusión de que los residuos procedentes de un vehículo diésel son igual o más perniciosos para el entorno y los seres vivos. Según la IARC<sup>2</sup>, en España, siete de cada 10 coches que se matriculan son diésel. Al emitir menos dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) está bonificada su compra, además de que consumen menos combustible. Sin embargo, emiten más partículas microscópicas y óxidos de nitrógeno que los motores de gasolina. Por eso los diésel generan más problemas de contaminación del aire en las ciudades.

La conciencia ciudadana por estos temas está llevando a las empresas a apostar cada vez más por unas políticas sostenibles, como son el ahorro de recursos y la adaptación de la tecnología a las exigencias medioambientales. Por ello, actualmente en el campo de la automoción surgen nuevas alternativas a los sistemas de propulsión convencionales; entre ellas se encuentran varios tipos de vehículos híbridos, como son los coches híbridos eléctricos (HEV) y los híbridos enchufables (PHEV) estando estas tecnologías

<sup>1</sup> Barbero y Rodríguez Tornquist. Revista Transporte y Territorio N° 6, Universidad de Buenos Aires, 2012.

<sup>2</sup> Agencia Internacional para la Investigación del Cáncer.

bastante consolidadas en el mercado, junto con los vehículos totalmente eléctricos (EV), que aparecen como última novedad en las ofertas. Todos los diseños anteriores buscan lo mismo, mejorar las prestaciones de los transportes, con el uso de motores eléctricos, ya que estos aportan ventajas sobre sus alternativas (altos rendimientos y fácil manipulación).

En este proyecto, el objetivo principal es el de diseñar y probar diferentes estrategias de control sobre un prototipo de coche eléctrico totalmente funcional, denominado FOX. Primero se desarrollarán en simulación los algoritmos necesarios, dentro de la fiabilidad y seguridad que estas herramientas ofrecen para posteriormente poder implementar los controladores en el coche físico.

## 1.2 Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es el diseño y implementación de un controlador de estabilidad en un vehículo eléctrico con tracción independiente en cada rueda, cuyo propósito es el de mejorar su respuesta dinámica para evitar la pérdida del control en la conducción en situaciones de emergencia. Además, se pretende poner a prueba otro algoritmo de control, ya desarrollado en simulación, en el coche real. Antes de probarlo en el coche se incluirá una nueva funcionalidad que consistirá en limitar el par calculado según el nivel de tracción presentado en las ruedas en cada momento.

El primer controlador a diseñar se basa en el cálculo de ganancias únicas para cada rueda según el estado del vehículo en ese momento, que regularán el par aplicado por el conductor para conseguir un reparto más apropiado, consiguiendo mejorar el comportamiento del coche. Este método ya ha sido probado en un monoplaza de competición con tracción trasera creado por estudiantes [2], participe en la Formula Student 2013 (competición de estudiantes universitarios a nivel mundial). Dentro de los objetivos, se encuentra la ampliación de esta idea de control, creando un algoritmo capaz de controlar a las cuatro ruedas de forma independiente y efectiva.

El segundo algoritmo es un control proporcional integral sobre la velocidad angular en el eje yaw, cuya efectividad ha sido mejorada incluyéndole una limitación sobre los pares finalmente aplicados en los motores, según los coeficientes de rozamiento calculados durante la prueba y la carga vertical presente en los neumáticos.

Para cumplir los anteriores requisitos, primero se hará uso de un modelo de SimMechanics, desarrollado en el marco de la tesis doctoral [11], que es una herramienta de Matlab que permite simular sistemas mecánicos. El control de estabilidad se desarrollará en Matlab/Simulink, para posteriormente poderlo usar en el coche real, ante diferentes maniobras que provocarán un comportamiento no lineal a corregir por el controlador. Como premisa principal se pretende crear un control transparente al usuario del vehículo, para evitar sensaciones de inseguridad al volante.

Por otro lado, hay otras labores cuyo cumplimiento es necesario para completar el alcance del proyecto, tanto en la parte de simulación, como es la adaptación del modelo SimMechanics al nuevo controlador (variables y trayectorias necesarias para su desarrollo), así como en la implementación real; estudio de las variables que se necesitan estimar mediante los sensores disponibles, validación de las anteriores y la adaptación del código final cargado en el coche para realizar las pruebas.



## 2 Estado del arte

---

Antes de empezar a entrar en materia del trabajo realizado, se van a introducir algunos conceptos y tipologías de control que ya existen en la actualidad, para una mejor comprensión del documento.

### 2.1 Controles de estabilidad. Qué son y cómo funcionan

El control dinámico de estabilidad o programa electrónico de estabilidad (en alemán Elektronisches Stabilitätsprogramm, abreviado ESP) es un elemento integrado que forma parte de la llamada seguridad activa del vehículo. Este sistema actúa controlando de forma independiente la velocidad de giro de cada rueda ante situaciones peligrosas, que puede conllevar a una posible pérdida de control en la trayectoria del vehículo, por ejemplo, ante un riesgo de derrape, sobreviraje o subviraje.

**Sobreviraje:** Fenómeno por el cual el eje trasero del vehículo pierde agarre, girando más que el eje delantero. Por lo tanto, provoca que el vehículo evolucione hacia el interior de la curva, de forma indeseada (Figura 2.1).

**Subviraje:** Fenómeno por el cual el eje trasero gira a menor velocidad que el eje delantero, llevando al vehículo hacia el exterior de la curva, de forma indeseada por el conductor (Figura 2.1).

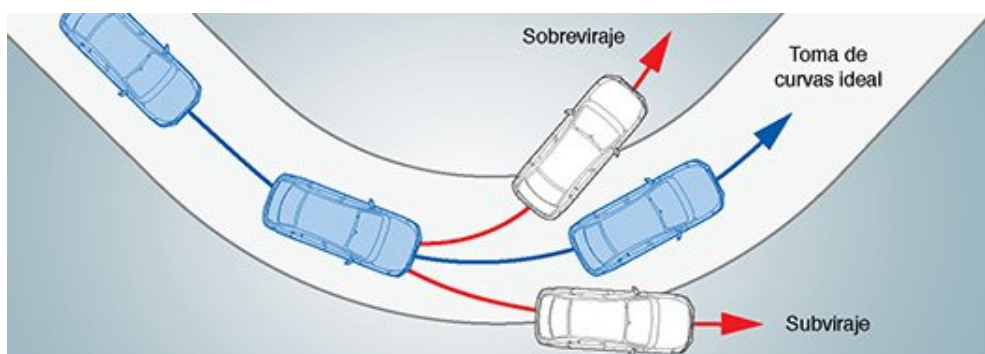


Figura 2.1 Subviraje y sobreviraje.

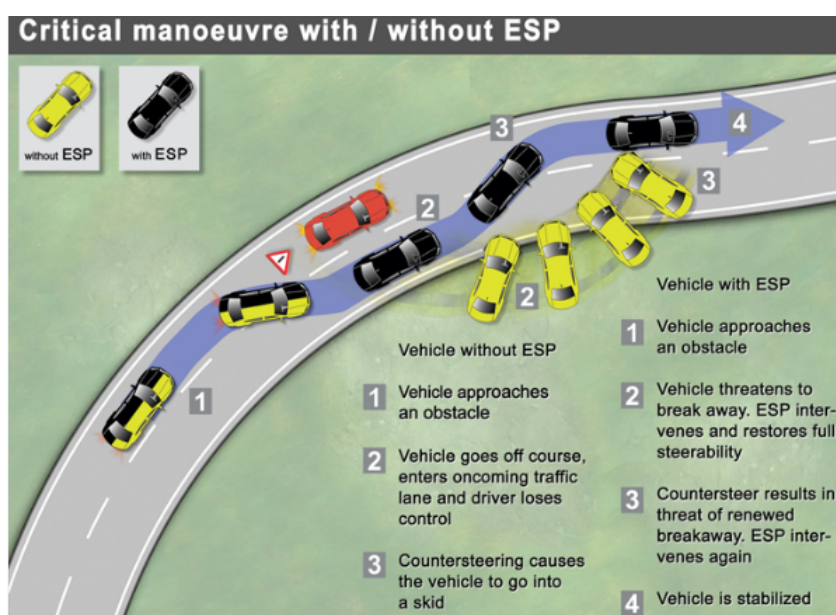
Conviene comentar que el sistema de control de estabilidad centraliza las funciones de otros sistemas de seguridad, como el sistema ABS (sistema de frenada antibloqueo), EBD (reparto electrónico de frenada) y el ASR (control de tracción). Los algoritmos desarrollados en el presente trabajo tienen ciertas similitudes con el funcionamiento de estos programas y dispositivos, pero tienen una diferencia principal: En nuestro caso no se actúa sobre los frenos de las ruedas para mantener la estabilidad, sino que se actúa directamente sobre el par aplicado en los motores eléctricos para regular el comportamiento en cada rueda; ello posibilita una mejor gestión energética si se recupera la energía en las frenadas y se optimiza el reparto en las etapas de aceleración, hechos impracticables si se usan sistemas de freno resistivos comunes. Este hecho también permite evitar el uso de diferenciales mecánicos convencionales, que elevan notablemente el peso del vehículo

y implican una pérdida de energía por rozamientos.

Cada fabricante tiene su propia denominación comercial de la tecnología, siendo ésta un módulo indispensable para garantizar el correcto comportamiento del vehículo. Otras denominaciones (además de ESP) son VDC (Vehicle Dynamic Control), DSC (Dynamic Stability Control), entre otros. A pesar de esta variabilidad, el funcionamiento de estos sistemas es el siguiente:

Se hace un uso conjunto de sensores de revoluciones en cada rueda, normalmente compartidos con el ABS, un sensor de giro respecto al eje perpendicular del vehículo y de sensor de ángulo de dirección en el volante.

Con estos elementos y una unidad de control integrada (ECU) que gestiona la presión de frenado en cada rueda del grupo hidráulico, se procede a regular el momento resultante sobre el vehículo. Como ejemplo ilustrativo, se presenta la siguiente situación de emergencia (Figura 2.2), donde el coche negro utiliza ESP y el amarillo no. Con este frenado selectivo el control de estabilidad genera la fuerza opuesta necesaria, de manera que el vehículo obedece al conductor. El sistema también puede intervenir en el motor para reducir la potencia del mismo. De esta manera, siempre dentro de los límites de la física, el vehículo mantiene con seguridad la trayectoria deseada.



**Figura 2.2** Funcionamiento del ESP.

## 2.2 Controles de tracción. Definición y aplicación en automóviles

Un buen control de tracción es aquel que pretende dosificar, normalmente reduciendo, la entrega de potencia a las ruedas cuando estas se encuentran en situación de baja adherencia (es decir, patinando), con el objetivo de maximizar la tracción del neumático en lo posible. Todo ello sin perjudicar la propia experiencia al volante.

Una ampliación del ABS muy común en vehículos actuales es el Diferencial Autoblocante Electrónico (EDS) siendo este un factor más de seguridad y una gran mejora de la tracción del vehículo sobre pavimentos de baja adherencia, rampas, al inicio de la marcha o durante la aceleración [16].

Cuando los encoders (sensores de velocidad angular) localizados en las ruedas, generalmente aprovechados del sistema ABS, envían un número de revoluciones muy dispar provocado por la pérdida de adherencia, la unidad de control electrónico instalada procede a frenar la rueda que se encuentra girando más rápido que el resto. Con ello se consigue equilibrar el par de arrastre, sin tener que recurrir a los autoblocantes mecánicos convencionales, que suelen aumentar el peso y precio del vehículo. Es interesante comentar que este sistema se configura para que las fuerzas de frenado aplicado sean lo suficientemente pequeñas para no perjudicar a

la conducción, por lo tanto se considera una tecnología no intrusiva.

Como desventaja principal del EDS respecto de los nuevos métodos basados en la vectorización del par aplicado a las ruedas, tenemos las considerables pérdidas por fricción comentadas en la sección anterior, por el uso de los frenos convencionales para corregir la dinámica del automóvil.

## 2.3 Tipologías de control generales, particularizables para controlar vehículos

Habiendo presentado algunos de los sistemas específicos utilizados para resolver el problema del control dinámico en vehículos, se hará un breve estudio sobre algunos esquemas de control utilizados en un amplio campo de la ingeniería. Con ello se pretende mostrar que dicho problema es resoluble electrónicamente partiendo desde estrategias de control más generales.

### 2.3.1 Control predictivo (MPC)

Entre ellos tenemos el llamado control por modelo predictivo (Model Predictive Control o MPC) originado en los años 70, para ser usado en la industria de procesos. Se trata de una estrategia de control genérica donde se usa un modelo para predecir las salidas futuras del sistema a controlar en instantes futuros (dentro de un denominado horizonte de predicción) y posteriormente poder generar señales de control apropiadas, que minimizan una determinada función objetivo, para finalmente poderlas aplicar sobre el sistema controlado usando a su vez una estrategia de retroceso por la cual el horizonte de predicción es desplazado hacia el futuro en cada instante [4].

El MPC presenta una familia de diversas técnicas, algunas de ellas teniendo un gran éxito en aplicaciones industriales, mientras que otras son un activo campo de investigación en el ámbito de la teoría de control. El modelo generado debe ser capaz de capturar la dinámica del proceso y de poder predecir las acciones futuras. Existen muchos tipos de modelos usados en las distintas formulaciones del MPC: modelo de respuesta al impulso, de respuesta al escalón, en espacio de estados, basado en función de transferencia, en regresión lineal o pseudolineal, etc [10].

Los diferentes algoritmos de control predictivo difieren generalmente en el modelo de sistema empleado, que condicionará la calidad de los resultados obtenidos, y en la función objetivo planteada, que se fija según las necesidades de control sobre el sistema.

En la siguiente figura (2.3) se muestra la dinámica de las salidas presentes y futuras,  $y(k)$  e  $y(k+t|t)$  respectivamente, y de las actuaciones presentes y futuras ( $u(k)$  y  $u(k+t|t)$ ) sobre un sistema que pretende evolucionar su estado hasta un denominado punto de ajuste. Para ello se utiliza un determinado criterio en las señales de control para avanzar hacia la salida deseada.

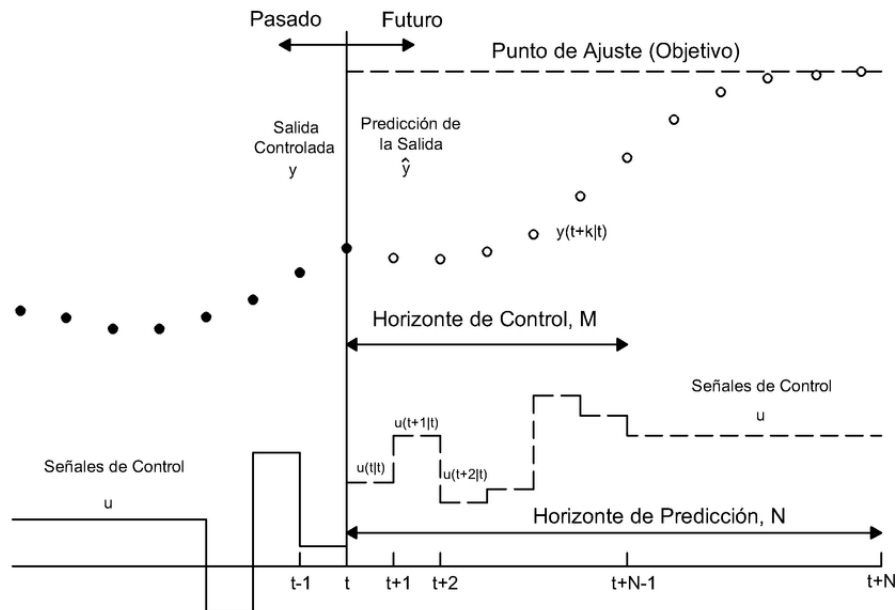


Figura 2.3 Estrategia MPC.

### 2.3.2 Control PID

Quizás este tipo de control sea uno de lo más extendidos en las distintas ramas de la ingeniería, debido a su versatilidad, puede ser aplicado en una gran cantidad de sistemas lineales o no. Una estructura típica de este controlador se presenta en la figura 2.4 ; como se ve se trata de una estructura en bucle cerrado donde para un proceso determinado donde se obtiene una salida que recogida a través de los sensores disponibles es comparada con una referencia de control, obteniéndose por tanto un error de salida, que es tratado por el controlador para actuar convenientemente sobre el sistema. Este control podría necesitar estar previsto de correcciones ante diferentes perturbaciones incidentes sobre el proceso.

El error de salida  $e(t)$  antes mencionado es usado para generar una variación en la actuación sobre el sistema  $\Delta u(t)$ , aplicando acciones proporcionales, integrales y derivativas según la siguiente descripción matemática del bloque PID:

$$\Delta u(t) = Kp(e(t) + Td\frac{de(t)}{dt} + \frac{1}{Ti} \int_0^t e(\tau) d\tau) \quad (2.1)$$

Con ello, si se sintoniza correctamente para el sistema dado, se consigue reducir el error en las salidas con una evolución en régimen transitorio y permanente adecuada.

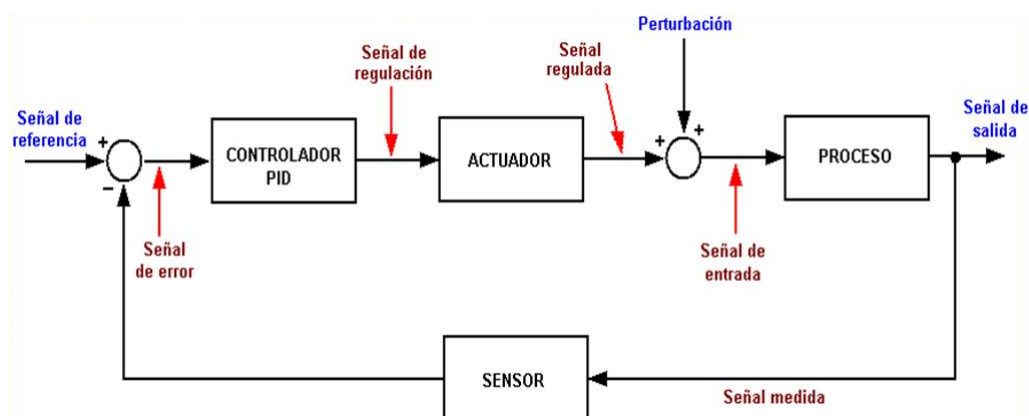


Figura 2.4 Estrategia PID.

## 2.4 Futuro próximo en la automoción. Conducción autónoma

Recientemente, la gran apuesta en las empresas de automoción por desarrollar tecnologías cada vez más sostenibles, respetuosas con el medio ambiente y capaces de satisfacer las exigentes necesidades de los usuarios están provocando una nueva generación en el ámbito de los transportes. Donde ya los sistemas de abordaje no actúan solamente como mediadores entre el conductor y coche, sino que pueden llegar a prescindir de la asistencia por parte del conductor en los casos con mayor grado de automatización. En este último caso nos encontramos con la conducción autónoma, donde los sistemas mencionados en los anteriores capítulos deben poder trabajar conjuntamente con un sistema automático que gestione la conducción.

Según el estándar J3016 de SAE International, se identifican seis niveles de información de la conducción automatizada, que van desde "Sin automatización" hasta "Conducción plenamente automatizada". El objetivo de esta clasificación es el de educar a los conductores y evitar la confusión interdisciplinar en numerosas disciplinas como en la ingeniería, legalidad, discurso público, etc. La estructura por niveles tiene dos partes bien diferenciadas, según la figura 2.5 dada por la Dirección General de Tráfico en su Instrucción 15/V-113:

**Niveles 1 al 3:** Tenemos incorporación de tareas en la conducción al sistema automático, donde la supervisión por parte del conductor es necesaria.

**Niveles 4 y 5:** El proceso de conducción es llevado a cabo íntegramente por el sistema automático instalado, donde la participación por parte del conductor no es indispensable.

| NIVEL | DENOMINACION                         | DEFINICION  | TAREAS DE CONDUCCION  |   | CONDUCCION LONGITUDINAL (ACELERAR/FRENAR) Y LATERAL (DIRECCION) | CONTROL DEL ENTORNO | RECUPERACION DE LAS TAREAS DE CONDUCCION EN CASO DE CONTINGENCIA | TAREAS DE CONDUCCION REALIZADAS POR EL SISTEMA |
|-------|--------------------------------------|---|---|---|---|---------------------|--|--|
|       |                                      |   | CONDUCTOR   | SISTEMA   |   |                     |  |  |
| 0     | SIN AUTOMATIZACION                   | El conductor realiza continuamente todas las tareas asociadas a la conducción, incluso cuando son mejoradas a través de algún aviso o la intervención de sistemas.  | El conductor realiza continuamente la tarea de conducción dinámica lateral y longitudinal.  | N/A   | CONDUCTOR   | CONDUCTOR           | CONDUCTOR  | N/A  |
| 1     | CONDUCCION ASISTIDA                  | El sistema de ayuda a la conducción desarrolla una tarea específica, bien realiza la conducción dinámica lateral o longitudinal utilizando la información del entorno del vehículo, mientras que el conductor realiza el resto de tareas de conducción. | El conductor realiza continuamente la tarea de conducción dinámica lateral o longitudinal.  | El sistema realiza la conducción longitudinal o lateral que no esté realizando el conductor.  | CONDUCTOR Y SISTEMA   | CONDUCTOR           | CONDUCTOR  | ALGUNAS  |
| 2     | CONDUCCION PARCIALMENTE AUTOMATIZADA | El sistema de ayuda a la conducción desarrolla la conducción dinámica lateral y longitudinal utilizando la información del entorno del vehículo, mientras que el conductor realiza el resto de tareas de conducción.                                    | Supervisión de las tareas de conducción dinámica y el entorno.  | Conducción longitudinal y lateral en un caso de uso definido.   | SISTEMA   | CONDUCTOR           | CONDUCTOR  | ALGUNAS  |
| 3     | CONDUCCION AUTOMATIZADA CONDICIONADA | El sistema de conducción automatizada desarrolla todas las tareas de la conducción con la expectativa de que el conductor responda adecuadamente a la petición de intervención por parte de éste.   | No es necesaria la supervisión constante de la conducción automatizada pero siempre debe estar en una posición adecuada para reanudar el control. | Conducción longitudinal y lateral en un caso de uso definido. Reconoce sus límites de rendimiento y pide al conductor reanudar la tarea de conducción dinámica con margen de tiempo suficiente. | SISTEMA   | SISTEMA             | CONDUCTOR  | ALGUNAS  |
| 4     | CONDUCCION ALTAMENTE AUTOMATIZADA    | El sistema de conducción automatizada desarrolla todas las tareas de la conducción, incluso si el conductor no responde adecuadamente a la petición de intervención por parte de éste.  | El conductor no es requerido durante el caso de uso.  | Conducción longitudinal y lateral en todas las situaciones de un caso de uso definido.  | SISTEMA   | SISTEMA             | SISTEMA  | ALGUNAS  |
| 5     | CONDUCCION PLENAMENTE AUTOMATIZADA   | El sistema de conducción automatizada desarrolla todas las tareas de la conducción bajo todas las circunstancias de la vía y ambientales.   | N/A   | Conducción longitudinal y lateral en todas las situaciones encontradas durante toda la prueba. No se requiere conductor.  | SISTEMA   | SISTEMA             | SISTEMA  | TODAS  |

**Figura 2.5** Niveles de automatización en vehículos.



## 3 Vehículo FOX

---

En este capítulo se pretende presentar y explicar brevemente los componentes del vehículo FOX desarrollado por la Universidad de Sevilla. Se trata de prototipo diseñado para poner a prueba controladores de par y sistemas de gestión de potencia. Actualmente cuenta con alimentación basada en baterías, pero se pretende incluir de forma operativa otra fuente de energía adicional basada en pila de hidrógeno. Es importante destacar que durante el desarrollo del presente trabajo sólo estaba instalada la alimentación por baterías, repercutiendo por tanto en ajustes puntuales realizados, por ejemplo en cuanto a la masa total estimada.

En cada rueda, el coche dispone de un motor eléctrico, lo cual permite múltiples posibilidades de cara al desarrollo de controladores de tracción y estabilidad. Además se tiene pensado adaptar y montar un banco de supercondensadores para poder dotar al sistema de un flujo bidireccional de energía, permitiendo por tanto la regeneración de la energía disponible durante las frenadas. A continuación tenemos en mayor detalle las distintas partes características del FOX así seguidas por una descripción del modelo dinámico desarrollado en Matlab/Simulink.

### 3.1 Características del vehículo

En la construcción del vehículo FOX (figura 3.1), se ha partido del chasis de competición S2 fabricado por SilverCars. Este se ha adaptado para poder acoplar los cuatro motores "sin escobillas" en el hueco de las ruedas, la fuentes de alimentación actual, las pantallas para poder monitorizar los algoritmos a tratar, entre otras modificaciones menores. La comunicación entre los diferentes componentes está basada en el bus CAN, muy empleado en automóviles actuales.



Figura 3.1 Vehículo FOX.

### **3.1.1 Motores**

Como se ha descrito en otros capítulos, se dispone de cuatro motores eléctricos sin escobillas, individualmente aportando 7 kW de potencia y un par máximo de 78 Nm. El hecho de que estos no tengan escobillas, resulta en menores pérdidas energéticas por rozamientos internos, elevando el rendimiento considerablemente, ventaja importante para conseguir una mayor autonomía en este vehículo eléctrico. Por otro lado se reducen las vibraciones y el ruido producido en ellos. La ausencia de elementos mecánicos entre ellos otorga versatilidad al control y un menor peso total, como ya se ha comentado repetidas veces. Cada uno se alimenta mediante corriente alterna, proveniente de un grupo inversor que transforma la corriente continua proporcionada por el acumulador o cualquier otra fuente instalada. Cada motor será controlado desde la unidad de control del vehículo enviando una señal de cero a cinco voltios que posteriormente es tratada en bajo nivel por la electrónica de potencia. También se dispone de un sistema de frenado, accionados mediante un pedal reservado. El conductor podrá accionar los frenos de forma totalmente transparente a sus necesidades, ya que estos forman un constituyen un sistema desacoplado del empleado para implementar los controladores (estos siempre regulan el par demandado desde el acelerador).

### **3.1.2 Baterías**

Con respecto a la alimentación instalada, el vehículo posee actualmente una batería formada por 6 paquetes que contienen 4 celdas cada uno. La tecnología empleada se basa en iones de litio que utiliza como componente catódico fosfato de hierro y manganeso ( $\text{LiFeMnPO}_4$ ). De ello se pueden deducir ciertas ventajas frente a otros tipos existentes en el mercado:

Son unas baterías más respetuosas con el medio ambiente, ya que la química antes mencionada está considerada como la menos contaminante dentro de las baterías actuales de litio, aspecto muy importante a considerar dentro de este proyecto, donde uno de sus objetivos es participar en el modelo de movilidad sostenible definido en la introducción de este trabajo. Otras ventajas que se presentan son una buena estabilidad energética así como una alta densidad de carga, lo que beneficia a este tipo de transporte por disponer de una autonomía aceptable con un peso reducido. Por otro lado, como esta batería dispone de un alto número de ciclos de carga parece bastante adecuada para funcionar en un prototipo, donde la fiabilidad es de vital importancia. Comentar que el coche cuenta con un sistema para gestión de baterías, que realiza el control del acumulador. Dicho sistema dispone de una pantalla en el habitáculo para comprobar la evolución de variables como el estado de carga o la tensión en las celdas.

### **3.1.3 ECU**

Se trata de la unidad de control en alto nivel disponible en este automóvil, que junto con los demás periféricos permite el correcto funcionamiento del vehículo. La configuración del programa dedicado a los controladores de tracción y estabilidad presente en esta unidad es el objetivo principal del trabajo.

Esta unidad trabaja en paralelo con un supervisor que dispone de software programado en el programa Labview, el cual proporciona una interfaz intuitiva que permite gestionar la comunicación por CAN bus y realizar otras tareas en alto nivel.

### **3.1.4 Sensores instalados**

Los sensores son la herramienta básica para saber qué está ocurriendo en el prototipo. Para llevar a cabo el control de forma satisfactoria no sólo se necesita disponer de señal proveniente de la sensorización instalada, sino poder recibir de forma adecuada la información. Para ello es necesario que los datos lleguen con la menor cantidad de ruido posible y en el instante temporal adecuado; esta última especificación es crítica en este tipo de sistema ya que para poder controlar adecuadamente los datos deben cumplir con las especificaciones temporales (nos encontramos ante un sistema de tiempo real). Este tema se tratará en detalle en el siguiente capítulo, junto con la estimaciones necesarias para controlar en las pruebas reales.

Antes de abordar este tema delicado, se va a explicar brevemente cada uno de los sensores disponibles en el FOX, que proporcionan medidas directas del entorno que pueden ser utilizadas directamente o indirectamente para controlar.



### Sensor de posición instalado en los pedales

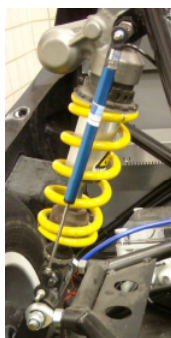
Sensores basados en potenciómetros lineales, que trabajan en un rango de 0 a 5V, como todos los potenciómetros del coche, en función de la posición de los pedales en cada momento.

### Sensor de giro del volante

Para medir el ángulo de giro del volante, se dispone de un potenciómetro rotatorio que capaz de detectar giros del mismo de hasta 360°. Trabaja en un rango de 5 voltios.

### Sensores disponibles en la suspensión

Se trata de otro tipo de potenciómetros lineales, anclados de forma que sean paralelos a los amortiguadores del coche (figura 3.2), con los que es posible estimar variables interesantes a partir de los amortiguadores, como son las fuerzas verticales que se tienen en las ruedas, tanto en reposo como en movimiento, siendo esta una información muy útil para los controladores de tracción. La obtención de dicha medida indirecta será tratada en el siguiente capítulo en mayor detalle.



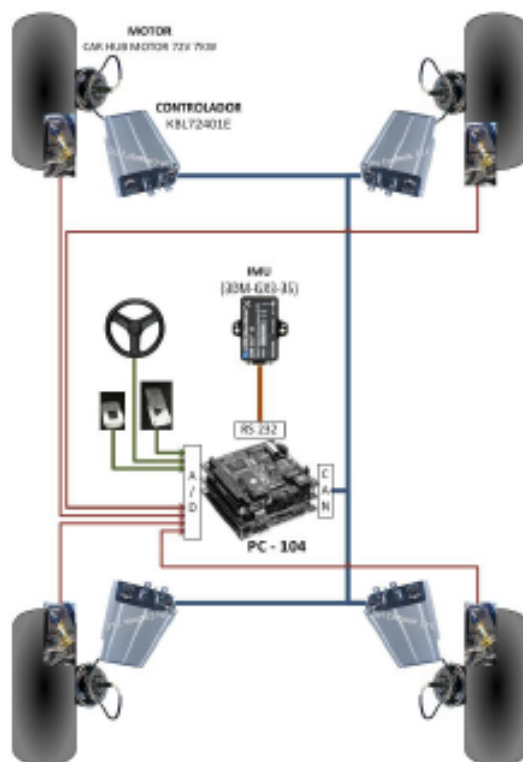
**Figura 3.2** Sensores presentes en la suspensión.

### Unidad de medidas inerciales (IMU)

Es un sensor de navegación todo en uno, de vital importancia para conocer el estado del vehículo. Está formada por dispositivos de medida inerciales como acelerómetros y giróscopos que toman medidas en tres ejes de referencia locales. Para poder utilizar sus datos, es necesario saber la dirección y sentido de dichos ejes, ya que estos no tienen por qué coincidir con los del FOX (esto se tendrá en cuenta para las pruebas). Además, esta unidad consta de un sensor GPS integrado, que permite observar las posibles mejoras durante los recorridos visualizando las trayectorias realizadas.

### Esquema de control en el FOX

Para dejar más claro como es la arquitectura interna del FOX se presenta el siguiente esquema de control (3.3) que incluye algunos de los elementos antes mencionados: La unidad de control del vehículo (ECU), la unidad de medidas inerciales (IMU), los cuatro motores eléctricos junto a sus controladores así como las comunicaciones de datos. Aclarar que la ECU está formada por varios módulos de un PC104 y se encuentra programada en un sistema operativo de tiempo real llamado QNX, por lo tanto será necesario cambiar el lenguaje de los códigos desarrollados para implementarlos en el coche.



**Figura 3.3** Esquema de control del FOX [3].

### 3.1.5 Modelo de SimMechanics

#### Necesidad de un modelo dinámico del coche. Justificación del uso de la herramienta SimMechanics

Para poder trabajar nuevas técnicas de control en un entorno seguro, tanto para el programador como para el piloto y donde los cambios realizados sean visibles de forma instantánea, una opción que permite este estudio sobre un sistema (en nuestro caso el FOX) sería el uso de un modelo dinámico, donde de forma razonablemente parecida a la realidad se puede obtener la respuesta del coche virtual ante unas actuaciones determinadas.

Para resolver este problema de obtención de un modelo de coche, surgen varias maneras de abordarlo. Una de ellas consiste en desarrollar las ecuaciones fundamentales de la dinámica de vehículos, y montar con ellas una programación de flujo por ejemplo como en el ambiente Matlab/Simulink, de manera que se podría obtener un simulador de tiempo real que pueda aproximar el comportamiento del automóvil. Sin embargo, aunque esta opción sea perfectamente viable, requiere demasiadas simplificaciones para poder realizar los cálculos necesarios de forma idónea y rápida, ya que las ecuaciones resultantes de un vehículo como este son de carácter eminentemente no lineal, muy complejas de resolver y para ciertos aspectos, difíciles de materializar.

Otra opción consiste en usar un programa específico de modelado mecánico, que con una estructura modular por bloques incluye ecuaciones precisas capaces de trabajar en entorno de simulación. Esta será la forma de diseñar los controladores de este trabajo en el ordenador, pues ya se dispone de un modelo en Simulink basado en Simmechanics diseñado por David Marcos [11].

#### Modelo de vehiculo en SimMechanics

Desde esta subsección completa hasta la denominada como "Suposiciones y simplificaciones", están formadas por un extracto de la tesis doctoral desarrollada por David Marcos Rodríguez, autor del modelo. Se presenta una breve descripción del modelo dinámico realizado ya que se trata de un elemento imprescindible para comprobar la eficacia de los controladores en este trabajo. Se remite al lector a su autor [11] para una

explicación más completa.

La ventaja de SimMechanics es que implementa todas las ecuaciones dinámicas del sistema. Así, si hacemos cualquier cambio en uno de los bloques, el programa recalcula todas las ecuaciones ahorrando mucho tiempo al usuario que puede aplicar cambios complejos al instante. Como gran desventaja tiene la interacción neumático-carretera, que no está implementada en el programa y el usuario debe crear un equivalente mecánico para emularla. A pesar de esto, teniendo en cuenta todas las ventajas explicadas anteriormente, unido al hecho de que podemos usar cualquier bloque de Simulink para interactuar con el modelo hace de SimMechanics una herramienta muy versátil para el diseño de controladores y testeo de algoritmos. Para nuestro vehículo, se ha importado el diagrama usando el diseño CAD de SolidWorks, incluye 35 cuerpos y 38 uniones. Podemos ver un modelo simplificado en la figura 3.4

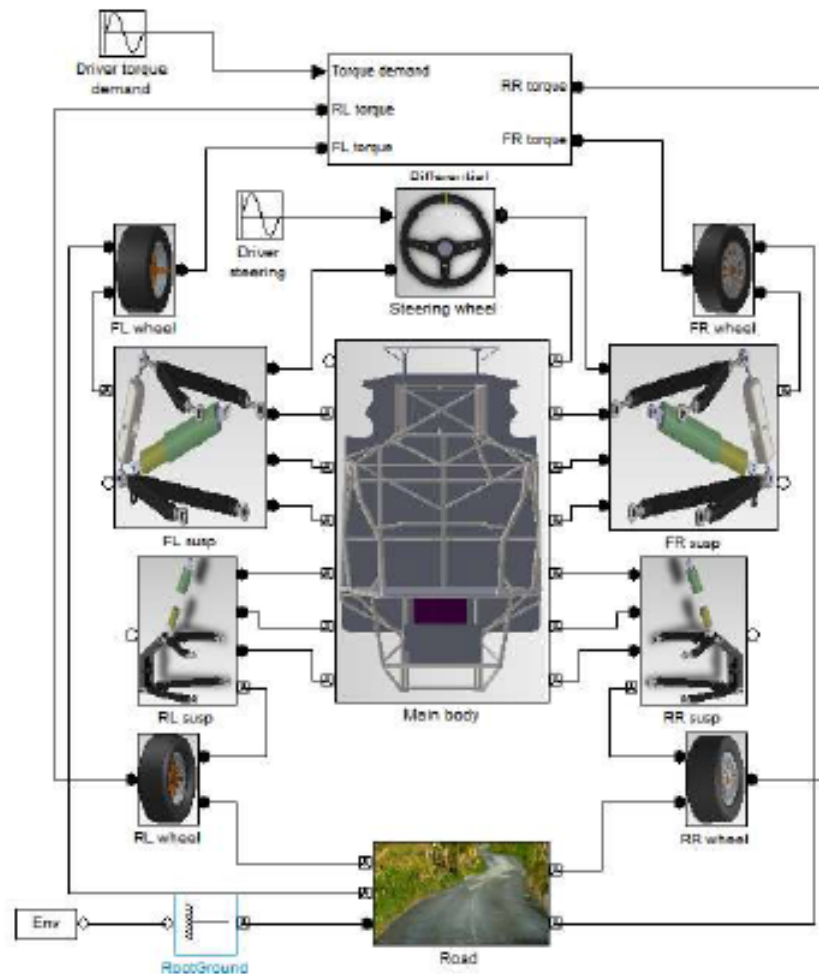


Figura 3.4 Modelo simplificado de SimMechanics [11].

### Deslizamientos en rueda

En el modelo de Burckhardt, la fuerza es calculada mediante el movimiento relativo entre la rueda y el suelo. Dicho movimiento viene descrito por dos coeficientes: el deslizamiento longitudinal y transversal. El deslizamiento longitudinal se define como la diferencia entre la componente longitudinal de la velocidad equivalente y la velocidad longitudinal de la rueda, dividida por la mayor de esas magnitudes. Por otro lado, el deslizamiento lateral es definido de forma similar en el caso de aceleración, pero es simplificado a la tangente del ángulo de deriva en el caso de frenada. Ambos coeficientes se delimitan entre 0 y 1. Las expresiones matemáticas son:

|                   | $v_r \cos \alpha \leq v_w$ (Braking)      | $v_r \cos \alpha > v_w$ (Driving)                     |
|-------------------|---|---|
| Longitudinal Slip | $S_L = \frac{v_r \cos \alpha - v_w}{v_w}$ | $S_L = \frac{v_r \cos \alpha - v_w}{v_r \cos \alpha}$ |
| Side Slip         | $\frac{v_r \sin \alpha}{v_w}$             | $\tan \alpha$   |

Figura 3.5 Cálculo de deslizamientos [11].

**Cálculo de fuerzas**

La fuerza aplicada al neumático, según el modelo de Burckhardt, depende de la carga vertical, que es conocida y de los coeficientes de fricción ( $\mu_L$  y  $\mu_S$ ), que dependen de los deslizamientos longitudinal y transversal:

$$\mu_L = \mu_{res} \cdot \frac{S_L}{s_{res}} \quad (3.1)$$

$$\mu_S = \mu_{res} \cdot \frac{S_S}{s_{res}} \quad (3.2)$$

Donde:

$$s_{res} = \sqrt{s_L^2 + s_S^2} \quad (3.3)$$

Mirando en 3.5 es fácil ver que  $S_{res}$  está acotado entre 0 y 1 y que  $\mu_{res}$  se define como:

$$\mu_{res} = c_1 \cdot (1 - \exp(-c_2 \cdot S_{res})) - C_3 \cdot S_{res} \quad (3.4)$$

Estos valores desde  $C_1$  a  $C_3$  dependen del tipo de suelo (Asfalto, nieve...) y sus condiciones (seco, mojado, etc).

Las fuerzas longitudinal y transversal se calculan mediante las expresiones (3.5) y (3.6):

$$F_L = \mu_L \cdot F_z \quad (3.5)$$

$$F_S = \mu_S \cdot F_z \quad (3.6)$$

Donde  $F_z$  es la carga vertical.

**Suposiciones y simplificaciones**

Para simplificar el modelo se han hecho las siguientes consideraciones: todas las partes del vehículo, incluidos los neumáticos y los supuestos ocupantes, se han supuesto como cuerpos rígidos, el punto de contacto entre la carretera y el neumático se ha tomado como el punto más bajo de éste, se supone el vehículo desplazándose por una superficie plana y, por último, la fuerza de fricción del aire solo es considerada en el eje longitudinal del movimiento. Estas simplificaciones tomadas reducen bastante la complejidad del modelo pero no reducen excesivamente la precisión del mismo.

## 4 Definición de ensayos

---

En este capítulo se presentan las trayectorias objetivo a realizar con los diferentes algoritmos de control desarrollados, así como las tareas previas necesarias que se realizaron para la parte de implementación.

### 4.1 Trayectorias escogidas y adaptación a la zona de pruebas disponible

#### 4.1.1 Formula Student

Para poder comprobar la efectividad de los diferentes controladores, se ha escogido una prueba perteneciente a la Formula Student, competición automovilística a nivel mundial para estudiantes universitarios. Dicho evento tiene origen a principio de los años 80 en EEUU, instante en el que un convenio entre fabricantes de automóviles y la SAE (Society of Automotive Engineers) decidieron organizar una competición donde las universidades pudieran desafiarse en una serie de pruebas, tanto estáticas como dinámicas, con el fin de poder poner en práctica los conocimientos adquiridos durante los estudios superiores.

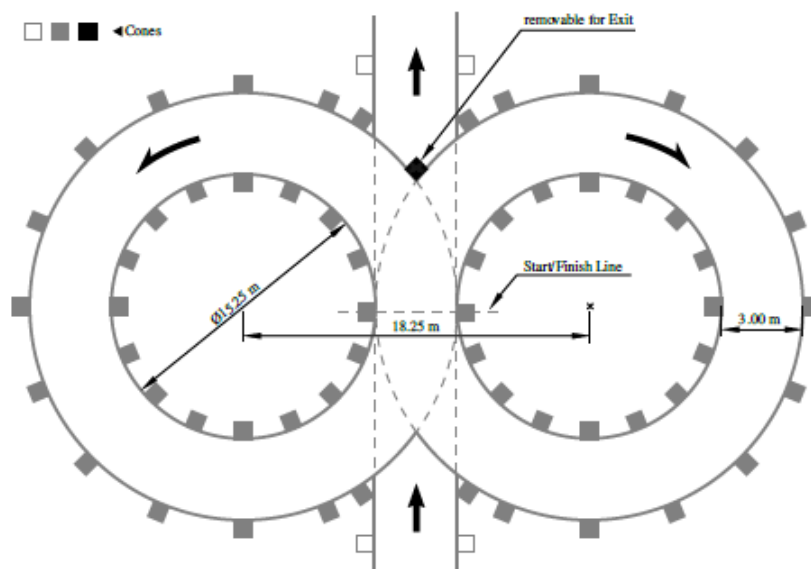
Desde su primera edición en Texas en 1981, la competición entonces conocida como Formula SAE, fue tomando cada vez mayor prestigio en el sector de la automoción hasta que en 1998 se realizó la primera competición en Reino Unido bajo la denominación de Formula Student. Actualmente se celebra por todo el mundo, para tres variantes de vehículos; monoplasas de combustión interna, eléctricos y a partir de 2017 comienzan las pruebas para coches autónomos.

#### 4.1.2 Prueba Skidpad de la Formula Student

Dentro de las pruebas dinámicas, que son las interesantes en el ámbito de este proyecto, encontramos el recorrido denominado como Skidpad (Figura 4.1). Esta ha sido elegida como candidata para probar los controladores disponibles en el FOX, durante la última parte de este trabajo. La prueba consiste en dos pares de círculos concéntricos formando la figura de un ocho. Los centros de estos círculos están separados una distancia de 18.25 metros. Los círculos interiores tienen 15.25 metros de diámetro y los exteriores 21.25 metros de diámetro [14].

El perímetro formado por tanto los círculos interiores como exteriores están delimitados por conos, así como por una línea continua. Se disponen de tres metros de ancho durante el recorrido formado por ambos círculos; la línea entre los centros de los círculos definen la meta del circuito. Con independencia del clima, la prueba se realiza sobre asfalto mojado [14].

En la prueba oficial [14], primero se entra perpendicular a la figura del ocho y se realiza una primera vuelta por el círculo de la derecha para establecer el giro; posteriormente se vuelve a realizar otro giro en la misma circunferencia esta vez temporizado al pasar por la línea de meta. Cuando se completa esta segunda vuelta el giro pasa a realizarse en el círculo de la izquierda sin parar, donde se completa una tercera vuelta sin temporizar y finalmente una cuarta temporizada en el tramo de la izquierda que termina con el vehículo saliendo por el carril que atraviesa al ocho por el centro (ver figura 4.1).



**Figura 4.1** Prueba Skidpad de la Formula Student [14].

Parece ser una prueba idónea para poner al vehículo en situaciones límite, ya que se trata de una trazada curvilínea con baja adherencia en el asfalto donde garantizar el control del vehículo a alta velocidad es un reto importante para los controladores del vehículo y para el propio conductor. En ella se tratará de controlar la evolución de ciertas variables de riesgo en la conducción aplicando los controladores de estabilidad activos; siendo aquellos que participan en tiempo real para contrarrestar efectos indeseados y peligrosos para los viajeros.

#### 4.1.3 Prueba de respuesta ante escalón

La maniobra consiste en partir de una velocidad elevada, constante y avanzando en línea recta inicialmente para después realizar un giro brusco de volante para obtener una aceleración lateral de  $4m/s^2$  [15], que permitirá evaluar la respuesta transitoria y permanente del vehículo FOX. Esta prueba solo será estudiada en simulación, debido a las limitaciones del circuito disponible, explicado más adelante.

Con esta prueba se pretende demostrar la efectividad del control ante un cambio súbito en la referencia, analizando ciertos parámetros como son los tiempos de subida, establecimiento o la sobreoscilación en el sistema dinámico durante el régimen transitorio.

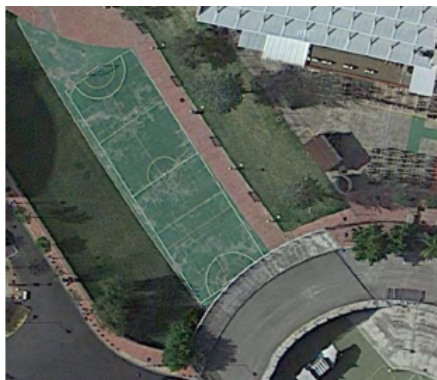
#### 4.1.4 Prueba de aceleración y giro

Por último se pretende realizar una maniobra extra donde se pueda comprobar la efectividad específica del control durante instantes de baja adherencia al suelo, como puede ocurrir en el proceso de aceleración súbita de un vehículo.

Para ello se partirá del reposo y se aplicará par a las ruedas súbitamente para conseguir alcanzar una referencia de velocidad determinada. Una vez alcanzada esa referencia, se comprobará la estabilidad lateral del vehículo durante un cambio de rumbo, girando a la izquierda un determinado ángulo de volante. Consiste en una prueba previa de ajuste para poder desarrollar posteriormente la trayectoria Skidpad, explicada anteriormente.

#### 4.1.5 Pista disponible para las pruebas reales

Para poner en práctica las trayectorias antes comentadas, se dispone de la siguiente zona de pruebas para el vehículo FOX (figura 4.2), presente en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Sevilla. Se trata de una pista de aproximadamente 70 metros de largo y de 16 metros de ancho; donde es posible comprobar la eficacia de los algoritmos de forma razonable.



**Figura 4.2** Pista disponible en la Escuela de Ingenieros de Sevilla.

## 4.2 Tareas realizadas

### 4.2.1 Acondicionamiento de variables en el coche real

Para poder asegurar una correcta implementación de las estrategias en el vehículo FOX, primero se analizaron las variables disponibles en el código de la unidad de control de abordo (ECU) y se comprobó que el sistema de adquisición proporcionaba las señales requeridas en unas condiciones adecuadas en cuanto a rango de medida y filtrado. Para obtener la información, se añadieron líneas de código para almacenar los datos de la ECU en ficheros que posteriormente se analizan en la herramienta Matlab/Simulink.

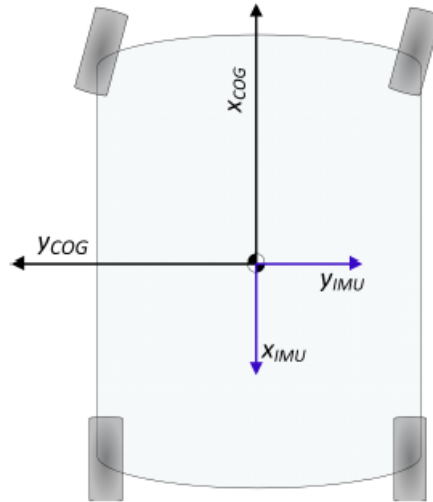
Como otro objetivo importante para estas pruebas se tiene la inclusión de estimaciones de las referencias necesarias para los controladores futuros, entre ellos, el controlador de ganancias que se explicará posteriormente. Como referencias principales presentes en los controladores presentados en este trabajo se encuentran la velocidad angular del vehículo sobre el eje perpendicular al suelo (yawrate, en inglés) y las fuerzas verticales que se manifiestan en cada rueda. La primera de ellas se obtiene directamente de los datos proporcionados por la unidad inercial del vehículo (IMU) y la segunda se ha tratado de estimar mediante dos orígenes distintos, en un caso desde las medidas de aceleración en la unidad inercial y en otro a partir del desplazamiento provocado en los potenciómetros lineales disponibles junto a los amortiguadores del coche. Ambas estimaciones se tratarán a continuación:

#### Estimación de las fuerzas verticales usando datos de la unidad inercial

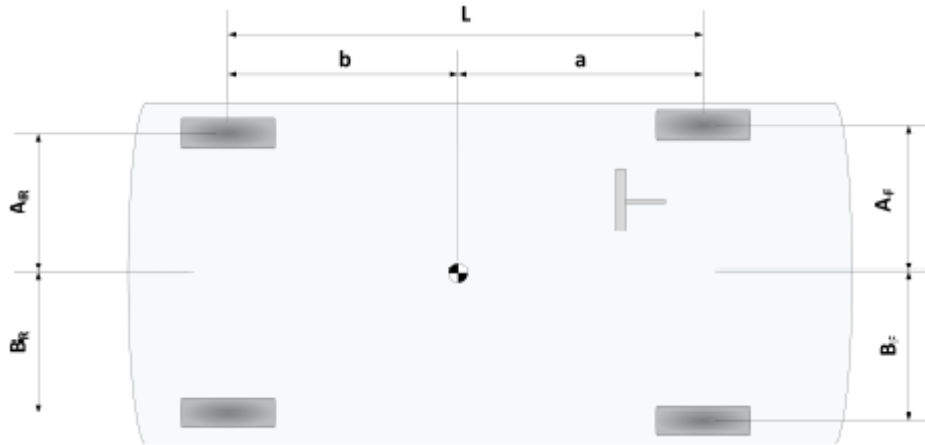
Antes de explicar el procedimiento de obtención para la estimación de fuerzas, conviene mencionar que a la hora de recoger variables procedentes de la unidad inercial, es importante saber que sus ejes locales no coinciden con los ejes del coche por su instalación, tal y como se muestra en la figura 4.3. Por lo tanto, conviene hacer las transformaciones oportunas entre sistemas de referencia para obtener datos congruentes.

Teniendo en cuenta esto, ahora necesitamos un desarrollo matemático para poder obtener las estimaciones necesarias en cada rueda. El interés en calcular las fuerzas verticales en cada una es debido a la fuerte relación existente entre la carga vertical y las fuerzas de fricción que existen entre el neumático y el suelo. La dependencia entre ambas es la siguiente:

$$F_{roz} = \mu F_z \quad (4.1)$$



**Figura 4.3** Sistemas de referencia del coche y de la IMU.



**Figura 4.4** Parámetros dimensionales del FOX.

Siendo  $F_{roz}$  la fuerza de rozamiento total aplicada entre la rueda y el suelo,  $\mu$  el coeficiente de rozamiento del suelo y  $F_z$  la carga vertical en la rueda. El cálculo de las fuerzas de rozamiento (que son las causantes de que la rueda tenga tracción) es en principio un problema muy complejo ya que las condiciones de la interacción entre ambas superficies (suelo y asfalto) son muy cambiantes, dependiendo de factores como el tipo de suelo y el movimiento relativo entre ellas. Por lo tanto como primera aproximación, independiente de las condiciones anteriores podemos considerar que el nivel de tracción en cada rueda puede ser dado por la carga vertical disponible en cada neumático: justificando así la necesidad de calcular esta variable.

Antes de pasar al cálculo de las expresiones matemáticas, se presenta un esquema dimensional (figura 4.4) del FOX. Este contiene los parámetros físicos considerados para poder acotar las longitudes características del coche. Las fuerzas verticales sobre las ruedas se pueden obtener aplicando la segunda ley de Newton aplicada a giros en el siguiente esquema de fuerzas aplicadas en el coche (en 4.5), suponiendo que este se encuentra sobre una superficie plana y horizontal [9]:

Si aplicamos el equilibrio de momentos respecto al eje trasero para la dirección longitudinal del coche (véase la figura 4.6-a), se obtiene la siguiente expresión para la carga vertical en el eje delantero:

$$(a + b) \cdot F_{zF} = b \cdot m \cdot g + h_{COG} \cdot m \cdot ax \quad (4.2)$$



Despejando la fuerza vertical sobre el eje frontal ( $F_{zF}$ ), se tiene:

$$F_{zF} = \frac{b \cdot m \cdot g + h_{COG} \cdot m \cdot a_x}{(a + b)} \quad (4.3)$$

$F_{zF}$  es la fuerza vertical soportada sobre el eje delantero,  $h_{COG}$  la altura del centro de gravedad,  $m$  la masa del coche,  $a_x$  la aceleración longitudinal y el resto dimensiones del vehículo definidas en 4.4. Realizando el mismo procedimiento para la dirección transversal (figura 4.6-b) del coche:

$$F_{zFR} \cdot (A_F + B_F) = F_{zF} \cdot A_F + m_F \cdot a_y \cdot h_{COG} \quad (4.4)$$

Donde  $m_f$  es la masa equivalente en el eje frontal, que es función de la fuerza obtenida en la ecuación (4.3).

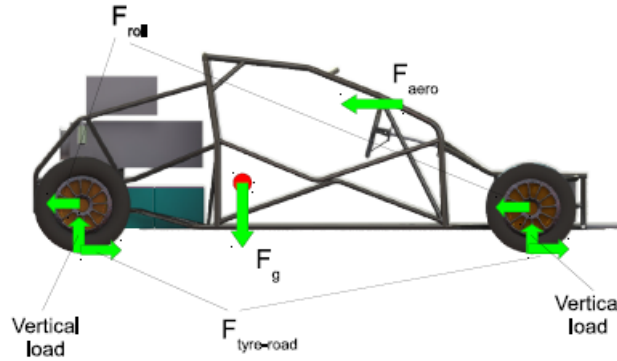


Figura 4.5 Esquema de fuerzas en el FOX.

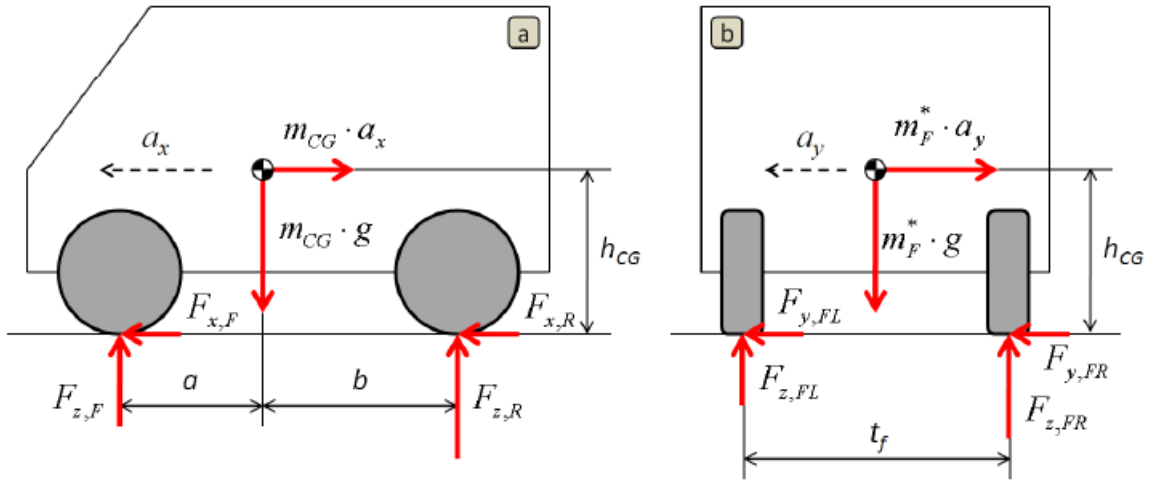


Figura 4.6 Dinámicas longitudinal (a) y lateral (b) de un vehículo [6].

Si ahora repetimos este procedimiento aplicando equilibrios de momentos en el resto de ruedas así como en el eje frontal, obtenemos las siguientes expresiones para obtener las fuerzas verticales  $F_{zx}$  buscadas sobre cada rueda, que dependen de las aceleraciones globales del FOX:

$$F_{zRL} = m \cdot \left( \frac{a \cdot g}{a + b} + \frac{a_x \cdot h_{COG}}{a + b} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{COG} \cdot a_y}{(A_f + B_f) \cdot g} \right) \quad (4.5)$$

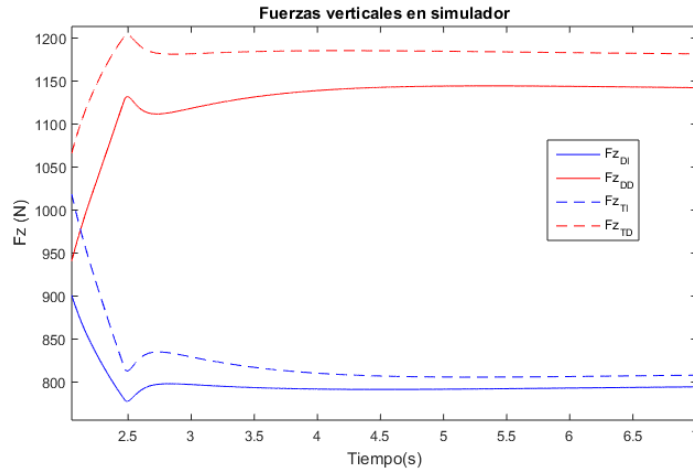
$$F_{zRR} = m \cdot \left( \frac{a \cdot g}{a + b} + \frac{a_x \cdot h_{COG}}{a + b} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{COG} \cdot a_y}{(A_f + B_f) \cdot g} \right) \quad (4.6)$$

$$F_{zFL} = m \cdot \left( \frac{b \cdot g}{a+b} - \frac{a_x \cdot h_{COG}}{a+b} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{COG} \cdot a_y}{(A_f + B_f) \cdot g} \right) \quad (4.7)$$

$$F_{zFR} = m \cdot \left( \frac{b \cdot g}{a+b} - \frac{a_x \cdot h_{COG}}{a+b} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{COG} \cdot a_y}{(A_f + B_f) \cdot g} \right) \quad (4.8)$$

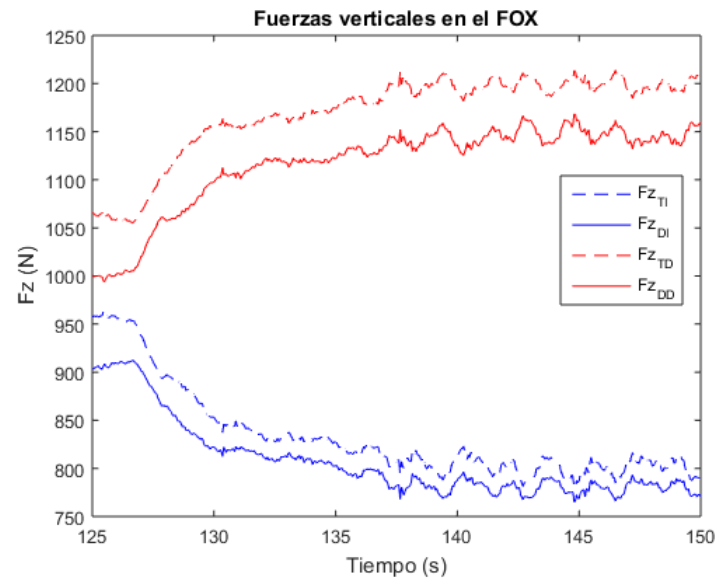
La estimación de fuerza tiene varios términos; el primero de ellos viene dado por el efecto de atracción gravitatoria y el resto por las fuerzas de inercia a las que está sometido el coche cuando está en movimiento (provocando una transferencia de peso entre los ejes). Nótese que las expresiones anteriores dependen de parámetros físicos intrínsecos del vehículo y de las aceleraciones globales del coche ( $a_x$  y  $a_y$ ) en las direcciones longitudinal y transversal. Por lo tanto, con la información procedente de la unidad inercial (IMU) es posible estimar las fuerzas verticales.

Para validar los resultados obtenidos en simulación con los que se presentan en el coche real, se han comparado las estimaciones de las fuerzas para una misma prueba que consiste en un giro a la izquierda partiendo de circular en línea recta a una velocidad constante determinada. En la figura 4.7 se muestra la evolución para el caso del modelo en Simulink mientras que en la figura 4.8 se tiene la respuesta en condiciones similares en el coche real.



**Figura 4.7** Fuerzas verticales en Simulink.

Observe que la respuesta es acorde en ambos medios: Tenemos que en las ruedas traseras con respecto a las delanteras hay una carga vertical mayor, debido a que hay una aceleración longitudinal ( $a_x$ ) aplicada que lleva al centro de masas del vehículo hacia el eje trasero. Por otro lado se observa que al girar a la izquierda, el efecto de las fuerzas centrífugas provoca un incremento de la aceleración transversal ( $a_y$ ) que se materializa en un aumento de la carga en las ruedas externas a la curva (sobre los neumáticos derechos, en este caso) y en un descenso sobre las ruedas interiores a la curva (sobre los neumáticos izquierdos). Como conclusión importante de esta prueba se puede decir que con esta estimación se obtiene un comportamiento fiable, donde los datos obtenidos en simulación son representativos de los que se obtienen en el vehículo real para una misma prueba.



**Figura 4.8** Fuerzas verticales en el FOX.

### Estimación de las fuerzas verticales en las ruedas usando los potenciómetros lineales instalados

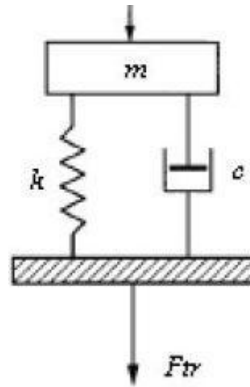
Otra forma de estimar las cargas verticales en las ruedas consiste en utilizar la información proporcionada por los amortiguadores del vehículo. Ya que en nuestro caso se dispone de potenciómetros instalados en las ruedas, ubicados paralelamente a los sistemas de amortiguamiento, es posible aprovechar sus datos recogidos para conocer la magnitud de las fuerzas que actúan sobre la masa suspendida del vehículo (formada por elementos del chasis, electrónica, ocupantes... etc) que sumada a la participación de la masa no suspendida dan idea de la fuerza vertical presente sobre una rueda. Dicha estimación se resume a calcular la siguiente expresión para la carga vertical en una rueda.

$$Fz_{rueda} = Fz_{amortiguada} + Fz_{noamortiguada} \quad (4.9)$$

Donde  $Fz_{amortiguada}$  es la fuerza vertical resultante asociada a la masa suspendida y  $Fz_{noamortiguada}$  la fuerza vertical resultante presente en la masa no suspendida.

Para calcular  $Fz_{amortiguada}$ , haré empleo de la ecuación dinámica de un amortiguador, según la figura 4.9:

$$F = k \cdot \Delta l + c \cdot \dot{\Delta l} \quad (4.10)$$



**Figura 4.9** Modelado dinámico de un sistema de amortiguación.

Donde  $k$  es la constante elástica,  $\Delta l$  la variación de la posición respecto al punto de equilibrio y  $c$  el coeficiente de amortiguamiento. Si suponemos que  $k \gg c$  y despreciamos la dependencia transitoria de  $\dot{\Delta l}$  para la medición de las fuerzas verticales, nos queda:

$$F = k \cdot \Delta l \quad (4.11)$$

Por tanto, podremos estimar la participación de la masa suspendida obteniendo la fuerza elástica de la suspensión, ya que se conoce la constante elástica de los amortiguadores y la variación de posición puede ser conocida a partir de los potenciómetros instalados, de la siguiente manera:

$$\Delta l = \frac{l}{V} \cdot (-\Delta V) \quad (4.12)$$

Conociendo la relación distancia-voltaje ( $\frac{l}{V}$ ) que ha sido calculada a partir de los datos del fabricante y  $\Delta V$  siendo ésta la variación de voltaje medida en los sensores respecto a la posición de reposo, negativa debido al funcionamiento del dispositivo (a más voltaje, menos fuerza se está aplicando sobre él). Con todo ello, queda obtener la componente vertical de  $F$  asociada a la carga vertical, con un simple consideración geométrica:

$$\tan(\theta) = \frac{a}{b} \quad (4.13)$$

$$Fz_{amortiguada} = F \cdot \cos(\theta) \quad (4.14)$$

Por otro lado, la fuerza debida a la masa no suspendida puede ser estimada como:

$$F_{z_{noamortiguada}} = \frac{m \cdot b \cdot g}{2 \cdot (a + b)} \quad (4.15)$$

Finalmente, sustituyendo las ecuaciones (4.14) y (4.15) en (4.9) se obtiene una aproximación de la fuerza vertical total presente sobre cada rueda:

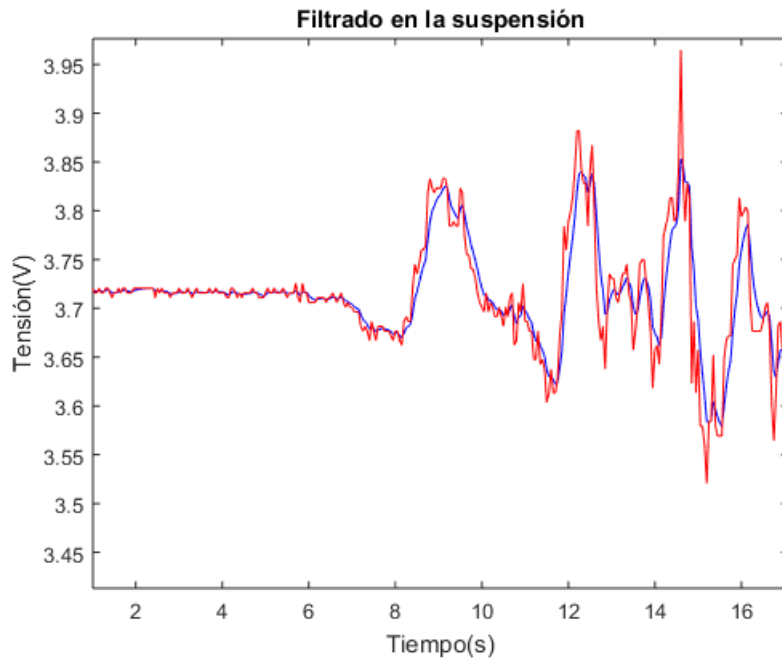
$$F_{z_{rueda}} = k \cdot \Delta l \cdot \cos(\theta) + \frac{m \cdot b \cdot g}{2 \cdot (a + b)} \quad (4.16)$$

Para ahora poder implementar la expresión anterior en el coche, primero hay que comprobar el estado de los potenciómetros en cada rueda, ya que de su funcionamiento dependerá la calidad de los resultados. Para ello se realizaron ensayos en pista con la idea de recoger la evolución en tensión presentada sobre cada potenciómetro (que como se vió en la expresión 4.12, está relacionada directamente con la elongación de la suspensión) y comprobar su correcto funcionamiento. Como esta información es vital para el desempeño adecuado del controlador, se ha tratado de mejorar la respuesta obtenida aplicando un filtrado básico sobre la señal inicial. El filtro empleado consiste sumar el valor de medida del instante anterior y el actual recibido, de forma ponderada, para obtener el nuevo valor de tensión a utilizar:

$$V_{potenciometro} = \alpha \cdot V_{medida}(i) + (1 - \alpha) \cdot V_{medida}(i - 1) \quad (4.17)$$

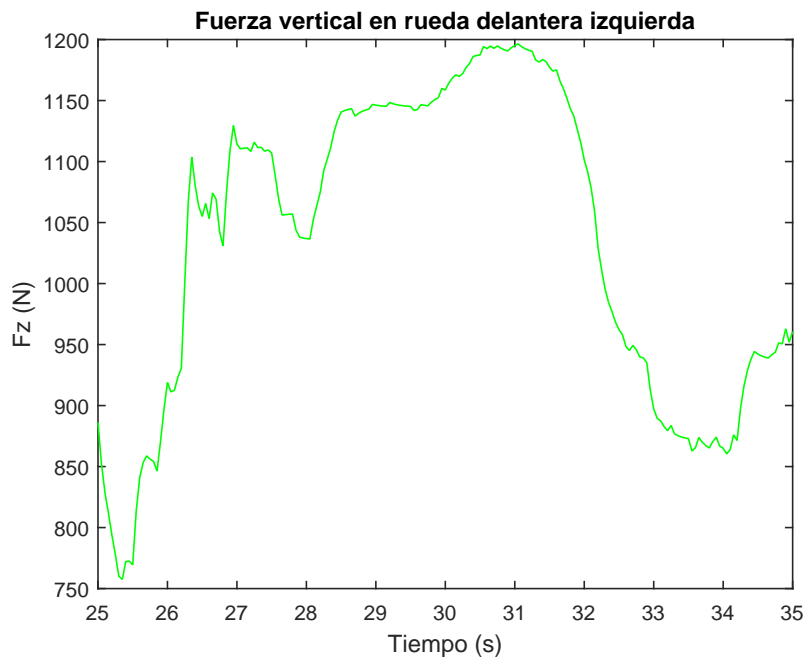
Donde  $V_{potenciometro}$  es el valor de tensión a utilizar para el cálculo de las  $F_z$ ,  $V_{medida}(i)$  y  $V_{medida}(i - 1)$  los valores recibidos de los sensores en cada ciclo de adquisición (actual y anterior, respectivamente) y  $\alpha$  es el parámetro de ponderación entre 0 y 1, que se encarga de dar más peso a la nueva medida si tiene un valor elevado (respuesta más rápida pero con más ruido) o a la del ciclo anterior si tiene un valor reducido (respuesta más estable pero lenta). Su valor es ajustado experimentalmente, en nuestro caso para  $\alpha = 0.3$  se obtiene una interesante mejora de la medida; se consigue reducir ciertos transitorios bruscos que podrían perjudicar a la dinámica de control.

En la figura 4.10 puede observar los resultados obtenidos para una prueba que se inicia en reposo y posteriormente se realizan varias maniobras en el FOX; en rojo se tiene la señal sin filtrar y en azul la respuesta tras aplicar la ecuación 4.17. Por simplificar se muestra el seguimiento del potenciómetro instalado en la rueda trasera derecha, procediendo de la misma forma para los demás sensores.

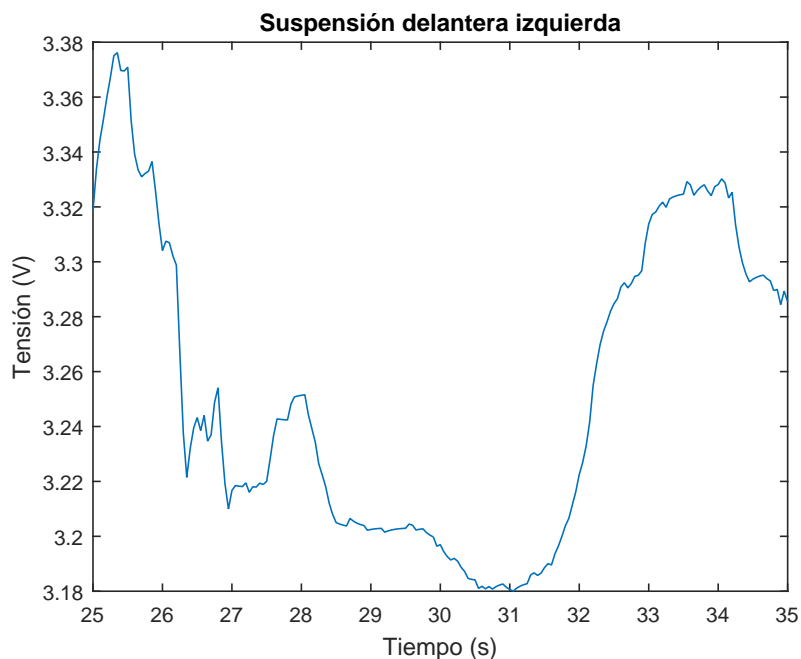


**Figura 4.10** Filtrado en variable recogida de potenciómetro lineal trasero derecho.

Ya obtenida una señal más limpia del sensor, es posible obtener resultados implementando (4.16) en el coche. En la figura 4.11 tenemos la estimación de fuerza vertical obtenida mediante la conversión lineal realizada sobre los datos recibidos del potenciómetro (figura 4.12), todo ello para la rueda delantera izquierda del vehículo. En las gráficas se puede apreciar que se sigue la tendencia anteriormente planteada; cuando el potenciómetro es comprimido éste reduce su voltaje de salida que se materializa en un aumento de la fuerza vertical estimada.



**Figura 4.11** Estimación de las fuerzas verticales haciendo uso de potenciómetros lineales (caso presentado en la rueda delantera izquierda del FOX).



**Figura 4.12** Lectura filtrada del potenciómetro delantero izquierdo durante una prueba real en el FOX.

Para acabar esta sección, mencionar que también se han llevado a cabo tareas no menos importantes para la implementación que las anteriores para tratar de solventar indeterminaciones en los cálculos (por ejemplo, durante el cálculo de deslizamientos en rueda cuando las velocidades son bajas) y ruido en las medidas de otros sensores, incluyendo filtros como el presentado de ejemplo en la expresión (4.17) con la idea de eliminar datos espurios recibidos.

#### 4.2.2 Gradiente de subviraje y geometría de Ackermann

Para calcular la trayectoria deseada por el conductor en función del ángulo de volante introducido, primero hay que introducir algunos conceptos, como es el gradiente de subviraje, definido por la Sociedad de Ingenieros Automotrices [1] como "la cantidad obtenida de substraer el gradiente de ángulo de dirección de Ackermann a la relación entre el gradiente de ángulo del volante y la relación de dirección global".

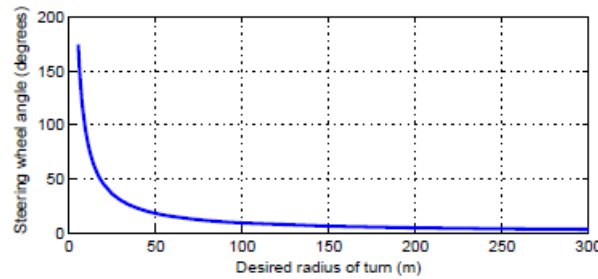
$$\delta = \delta_a + K \cdot a_y \quad (4.18)$$

Donde K es el gradiente de subviraje,  $\delta$  el ángulo de dirección y  $\delta_a$  el ángulo de dirección de Ackermann. Como se observa en la expresión anterior, al ángulo de dirección es afectado por la aceleración lateral del vehículo ( $a_y$ ), siendo este término más significativo a altas velocidades.

El ángulo de dirección de Ackerman responde a la siguiente expresión, también definida por la SAE [1] como "el ángulo cuya tangente viene dada por el cociente entre la distancia entre ejes dividida por el radio de giro".

$$\delta_a = \text{atan}\left(\frac{L}{R}\right) \quad (4.19)$$

Este ángulo de dirección de las ruedas guarda una estrecha relación con el ángulo girado por el volante. Para hallar esta correspondencia, así como una estimación del ángulo de volante necesario para seguir una trayectoria curva de un radio determinado (R), se ha elegido el procedimiento descrito en la tesis de David Marcos [11] donde a partir de varias pruebas a baja velocidad manteniendo un radio de giro constante se consigue hallar la figura 4.13 que contiene la información necesaria.



**Figura 4.13** Ángulo de volante frente a el radio de giro en curva deseado[11].





## 5 Controlador de velocidad angular y deslizamiento usando ganancias, enfocado a la competición FS 2018

---

### 5.1 Introducción al controlador propuesto

El primero de los métodos de control que se tratará en este trabajo es el denominado como "controlador de momento angular y deslizamiento empleando ganancias" cuyo objetivo es el de realizar una vectorización del par aplicado a las ruedas con el fin de mejorar la respuesta dinámica del coche prototipo FOX, tal y como se mostrará en la siguiente sección. Una vez comprobada la eficacia este código será implementado en un futuro monoplaza eléctrico que será desarrollado por ARUS.

ARUS es un equipo automovilístico formado por un grupo de estudiantes de la Universidad de Sevilla que diseña y fabrica vehículos monoplaza orientados a participar internacionalmente en las competiciones automovilísticas de la Formula Student.

Se ha escogido esta tipología de controlador buscando las siguientes ventajas de diseño:

1. Estructura modular, que permite el ajuste de cada parte del controlador de forma cómoda.
2. Bajo coste computacional y respuesta rápida ante nuevas situaciones. Requisito fundamental en este tipo de control con restricciones temporales estrictas.
3. Fácil de sintonizar mediante experimentación.
4. Trata de mejorar la estabilidad del vehículo sin comprometer la seguridad durante la conducción.
5. Múltiples configuraciones disponibles, según el caso particular a tratar.
6. Los sensores necesarios para su configuración presentan buena respuesta y bajo nivel de ruido.

Entre los requisitos para este controlador se encuentran la mejora de la estabilidad y maniobrabilidad del vehículo sin perjudicar a la seguridad durante la conducción. Este algoritmo ha sido inspirado por el diseño de Lochlan Brown [2] que consiste en realizar una vectorización del par aplicado a las ruedas con el fin de mejorar la dinámica de un monoplaza de competición participe en el evento automovilístico mundialmente conocido como Formula Student.

Para cumplir satisfactoriamente con el desarrollo del controlador de par vectorizado que incluirá ciertas mejoras, primero se diseñará el control en diagrama de bloques empleando la herramienta Simulink de Matlab. Tras comprobar la eficacia del método, se pasará a implementarlo en el coche real y a interpretar los resultados obtenidos.

### 5.1.1 Conceptos previos

Para comprender mejor el funcionamiento del presente controlador, se presentan brevemente algunos conceptos importantes: La necesidad de controlar la evolución de la velocidad angular, del deslizamiento de las ruedas y de otros parámetros importantes. Además se explicará la forma de abordar este problema usando la vectorización del par aplicado a las ruedas.

#### Ventajas de controlar la velocidad angular

Una de las variables importantes a regular por el controlador es la velocidad angular en el eje perpendicular al suelo, denominada en inglés como yawrate. Cuando el conductor gira para tomar una curva determinada, impone dinámicamente una velocidad angular deseada por él que depende principalmente del ángulo de volante girado y de la velocidad que lleva el coche. Sin embargo, debido a diferentes causas este yawrate deseado no siempre coincide con el valor real que presenta el vehículo en ese momento, provocando que el coche presente subviraje (yawrate deseado por el conductor mayor que el presentado por el vehículo) o sobreviraje (yawrate del vehículo mayor que el deseado por el conductor). La forma de evitar estos comportamientos indeseados consiste en generar un momento sobre el eje del coche perpendicular al suelo capaz de contrarrestar a estas tendencias. Para más información sobre estos comportamientos, acudir al capítulo 2 y a la figura 2.1.

#### Definición del deslizamiento de una rueda y cómo afecta a la tracción

Otro cálculo que da mucha información sobre el nivel de tracción que se presenta en una rueda es su deslizamiento ( $S$ ). La importancia de esta definición reside en que aunque las dinámicas que tienen lugar en la superficie de contacto entre el neumático y el suelo cuando se acelera o se frena son bastante complejas, la generación de fuerzas puede ser descrita con suficiente precisión en términos del deslizamiento de la rueda [12]. Este se define como una medida de la diferencia entre la velocidad rotacional de la rueda y la velocidad de translación del centro de dicha rueda. Matemáticamente es expresado por la definición estándar de la SAE<sup>1</sup> como:

$$S = - \frac{(V - R_e \cdot \omega)}{V} \quad (5.1)$$

Siendo  $R_e$  el radio efectivo del neumático,  $V$  la velocidad longitudinal medida en el centro de la rueda y  $\omega$  la velocidad angular del neumático.

Como se comentó en el capítulo 4 de este trabajo, existe una fuerte relación entre la fuerza vertical y la fuerzas de fricción aplicadas sobre una rueda. Esta relación viene marcada por el coeficiente de rozamiento presente en la superficie de contacto, el cuál depende del tipo de suelo y además de ciertas variables dinámicas como el deslizamiento antes mencionado. Este comportamiento se puede comprobar en la figura 5.1, donde tenemos representado el coeficiente de rozamiento dinámico en la dirección longitudinal frente al deslizamiento de la rueda [8].

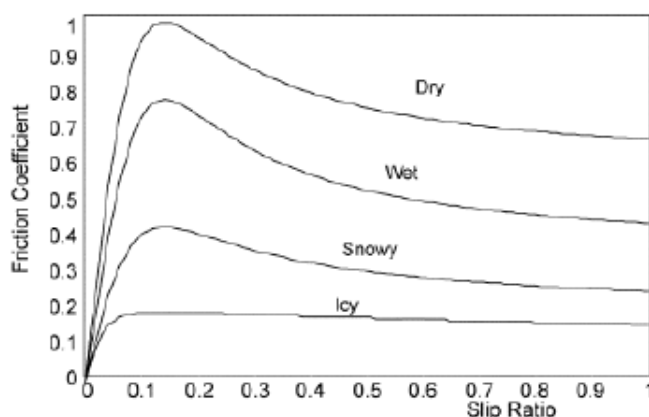


Figura 5.1 Coeficiente de rozamiento frente al deslizamiento [8].

<sup>1</sup> Sociedad de Ingenieros Automotrices

Si nos fijamos con detalle podemos apreciar que el máximo agarre del neumático al suelo se produce a un valor de deslizamiento distinto de cero (alrededor de 0.2) común para multitud de tipos de suelo. Visto esto uno de los objetivos del controlador será tratar de mantener acotado el valor de este parámetro en esta región de máxima adherencia.

## 5.2 Estrategia de control

### 5.2.1 Regulación sobre el par demandado por el conductor

Una vez estudiados los conceptos dinámicos anteriores, a continuación se desarrolla una explicación detallada del algoritmo empleado para llevar a cabo el control del vehículo FOX. La idea base consiste en poder mejorar el reparto de par a las cuatro ruedas, partiendo del par demandado por el piloto. Para realizar este cometido el par otorgado a cada rueda es regulado por dos ganancias principales que evolucionarán dinámicamente en el tiempo, denominadas  $K_{traccion}$  y  $K_{estabilidad}$ . La estructura de partida para cada rueda es la siguiente:

$$T_{aplicado_{rueda}} = K_{traccion_{rueda}} \cdot K_{estabilidad_{rueda}} \cdot T_{conductor_{rueda}} \quad (5.2)$$

Se trata de un control desglosado en dos partes, la primera de ellas se centra en garantizar que la rueda tenga un nivel de tracción adecuado mediante la ganancia reguladora de la tracción ( $K_{traccion}$ ) y la segunda trata de mantener la estabilidad del vehículo reflejándose en la evolución de la ganancia de control de estabilidad ( $K_{estabilidad}$ ). Además se incluye un tercer parámetro ( $K_d$ ) que se dedicará a mantener al deslizamiento de la rueda en la región óptima de adherencia antes comentada (será explicado posteriormente).

### 5.2.2 Método de cálculo para el control del nivel de tracción

El objetivo principal de la ganancia  $K_{traccion}$  es garantizar que a cada neumático le llega una cantidad de par acorde al nivel de tracción disponible en cada momento, donde el nivel de tracción disponible viene dado por la fuerza vertical aplicada sobre el neumático. Con esto se evita que se aplique par que no pueda ser aprovechado por la rueda para hacer avanzar al vehículo. Dicha carga vertical ( $F_z$ ) para cada rueda, que es usada por el controlador, ha sido posible estimarla a partir de dos vías diferentes en el coche: a partir de la unidad inercial del vehículo (IMU) usando datos de aceleraciones globales del coche y partiendo de las suspensiones instaladas en el coche. Ambos procedimientos se explican con más detalle en el capítulo 4. Una vez que se dispone de estas medidas, el cálculo de  $K_{traccion}$  para cada rueda es el siguiente:

$$K_{traccion_{ti}} = 4 \cdot K_t \cdot \frac{F_{z_{ti}}}{M} \quad (5.3)$$

$$K_{traccion_{di}} = 4 \cdot K_t \cdot \frac{F_{z_{di}}}{M} \quad (5.4)$$

$$K_{traccion_{td}} = 4 \cdot K_t \cdot \frac{F_{z_{td}}}{M} \quad (5.5)$$

$$K_{traccion_{dd}} = 4 \cdot K_t \cdot \frac{F_{z_{dd}}}{M} \quad (5.6)$$

Donde  $K_t$  es un parámetro obtenido experimentalmente, que define el peso que se le quiere dar a este bloque del controlador. Cuanto mayor sea  $K_t$  mayor será la contribución de las fuerzas verticales en el control.  $M$  es la masa total del vehículo FOX.

### 5.2.3 Método de cálculo para el control de la estabilidad global del coche

La otra ganancia del controlador comentada se encarga de evitar que el coche presente subvirajes o sobrevirajes, que puedan causar que no se siga adecuadamente la trayectoria deseada por el conductor. Para ello, este bloque del controlador pretende controlar la velocidad angular o yawrate ( $r$ ) del FOX, con la idea de mejorar la maniobrabilidad del vehículo ante situaciones exigentes que se puedan dar en competición o en emergencias. En esta sección se trata la mejora de la estabilidad del coche sin tener en cuenta los problemas locales de tracción. Para una mejor comprensión, se van a distinguir dos casos, primero un caso de sobreviraje y posteriormente un subviraje:

#### Situación de sobreviraje en una curva dada ( $r_{des} < r$ )

En un sobreviraje, la velocidad angular deseada es menor que la presentada por el coche, es decir, el conductor nota que se está girando más de lo necesario como se muestra en la trayectoria roja de la figura 5.2. Para contrarrestar este efecto, se necesita generar un momento angular sobre el eje yaw del vehículo que se oponga a esta tendencia indeseada, como se muestra en la imagen. Para conseguir este comportamiento con par vectorizado, este se modifica con los siguientes factores:

$$K_{estabilidad_{DD}} = 1 + Kp_{DD} \cdot e_r \quad (5.7)$$

$$K_{estabilidad_{DI}} = 1 - Kp_{DI} \cdot e_r \quad (5.8)$$

$$K_{estabilidad_{TD}} = 1 + Kp_{TD} \cdot e_r \quad (5.9)$$

$$K_{estabilidad_{TI}} = 1 - Kp_{TI} \cdot e_r \quad (5.10)$$

Como se puede apreciar, las ganancias  $K_{estabilidad}$  de cada rueda actúan sobre el par conductor solamente si el error de velocidad angular ( $e_r = r_{des} - r$ ) es distinto de cero, definido éste en sentido antihorario. Este error se encuentra ponderado por unos parámetros  $Kp$ , de ajuste experimental, que pueden valer lo mismo para cada rueda o tener valores independientes según conveniencia. Aquí se considerará que los parámetros  $Kp$  presentan el mismo valor en las cuatro ruedas. Los signos están diseñados para que en un lado del vehículo se incremente el par ante una situación de inestabilidad y en el otro se reduzca, de forma congruente.

Por ejemplo, en el caso de la figura 5.2 en un giro a la izquierda, el yawrate del vehículo ( $r$ ) es mayor que el deseado ( $r_{des}$ ) obteniéndose un error negativo. Por lo tanto, para este caso particular las ganancias de las ruedas del lado izquierdo ( $K_{estabilidad_{DI}}$  y  $K_{estabilidad_{TI}}$ ) serán mayores que la unidad, incrementando par y las del lado derecho menores que la unidad, decrementando el par aplicado en las ruedas derechas.

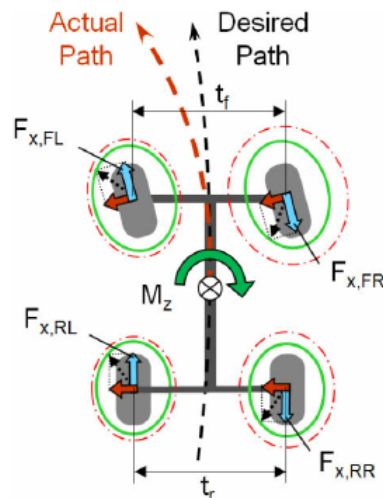


Figura 5.2 Corrección necesaria para un caso de sobreviraje [7].

### Situación de subviraje en una curva dada ( $r_{des} > r$ )

En un subviraje, la velocidad angular deseada es mayor que la presentada por el coche, es decir, el conductor nota que no se está girando lo suficiente. Para contrarrestar este efecto, se necesita aplicar más par en las ruedas exteriores de la curva y menos en las interiores, generando un momento angular necesario para corregir satisfactoriamente la velocidad de giro presentada.

En el mismo ejemplo de giro a la izquierda, el controlador procederá de forma similar al caso anterior, en este caso con un error positivo que aplicará más par a las ruedas derechas y menos a las izquierdas.

#### 5.2.4 Corrección del deslizamiento para mejorar la adherencia de las ruedas al suelo

Para conseguir un mayor agarre de los neumáticos sin necesitar estudiar las condiciones del suelo en cada momento, se propone un método correctivo sobre el deslizamiento, para obtener las ventajas explicadas al inicio de este capítulo. Para ello se procede a mejorar el resultado dado por las ganancias ( $K_{estabilidad}$ ) antes mencionadas si tenemos un deslizamiento mayor que cierto umbral regulable, que normalmente interesa fijar entorno a 0.2 para disponer de alta tracción localmente. Si el deslizamiento supera al umbral en una rueda cualquiera, entonces se procede así:

$$K_{estabilidad_{rueda}} = K_{estabilidad_{rueda}} \cdot \frac{1}{Kd \cdot deslizamiento_{rueda}} \quad (5.11)$$

Logrando ajustar la actuación de la ganancia  $K_{estabilidad}$  a la cantidad de tracción disponible en ese momento.  $Kd$  es un parámetro experimental que define la influencia de este tipo de corrección y el deslizamiento de la rueda es expresado como:

$$S_{rueda} = \frac{|V_x - R_e \cdot \omega|}{\max(V_x, R_e \cdot \omega)} \quad (5.12)$$

Siendo  $V_x$  la velocidad lineal de la rueda,  $\omega$  la velocidad angular de la rueda y  $R_e$  el radio efectivo del neumático. El valor resultante se encuentra acotado entre 0 y 1, un valor bajo significa que se está aplicando todo el giro de la rueda disponible en hacer avanzar al coche (velocidad lineal y angular con valores próximos).

Hay un detalle importante de cara a implementar la corrección en el coche real: Es conveniente idear un sistema para evitar que se esté continuamente activando y desactivando el algoritmo si el deslizamiento calculado se encuentra oscilando alrededor del valor umbral, provocando sensaciones indeseadas en las ruedas.

Este problema puede ser resuelto convenientemente utilizando una actuación basada en histéresis. Este método consiste en desglosar el rango de actuaciones posibles en tres zonas principales definidas por el umbral de actuación ( $U$ ) y un incremento ( $\varepsilon$ ) como se ve en la figura 5.3, en las que se controlará según el valor de deslizamiento medido:

$deslizamiento > U + \varepsilon$  : En este caso, se aplica la corrección dada por la ecuación 5.11.

$deslizamiento < U - \varepsilon$  : No se aplica corrección sobre  $K_{estabilidad}$  de la rueda.

$U - \varepsilon < deslizamiento < U + \varepsilon$  : Se mantiene la forma de actuación de la etapa anterior. Corresponde a la zona intermedia de la figura 5.3

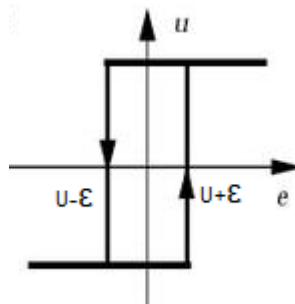


Figura 5.3 Control basado en histéresis.

Con esta "memoria" introducida alrededor del umbral de disparo (U) que se quiera fijar, se consiguen prevenir las conmutaciones excesivas.

### 5.2.5 Obtención de la referencia para el controlador

Ya definido completamente el controlador, ahora queda por determinar la referencia que utilizará el controlador para llevar a nuestro coche al estado deseado; se trata de la velocidad angular del vehículo. Para ello partimos del modelo de bicicleta 5.4, que consiste en una simplificación de las dinámicas de un vehículo, lo suficientemente precisa para los cálculos de referencia que necesitamos. Realizando balance de fuerzas en el eje Y, se obtienen las siguientes relaciones [15] :

$$\frac{V}{R} = r - \dot{\beta} \quad (5.13)$$

$$a_y = V \cdot (\dot{\beta} + r) \quad (5.14)$$

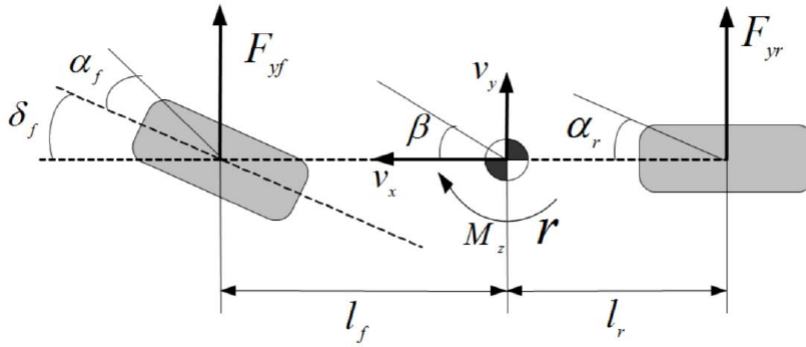


Figura 5.4 Modelo simplificado basado en bicicleta [5].

Como estado deseado para el controlador se supondrá que el coche recorre una trayectoria curvilínea de radio de giro constante(R) con una dinámica estacionaria que mantiene invariantes los valores de velocidad angular(r), velocidad lineal(V) y ángulo sideslip ( $\beta$ ). En este estado estacionario se cumple que la aceleración longitudinal ( $a_x$ ), la aceleración angular ( $\dot{r}$ ) y la derivada del ángulo de deriva( $\dot{\beta}$ ) son nulas. Con esta simplificaciones, las ecuaciones anteriores quedan como:

$$\frac{V}{R} = r \quad (5.15)$$

$$a_y = V \cdot r \quad (5.16)$$

Si ahora se tienen en cuenta la suma de momentos alrededor de los ejes delantero y trasero, se obtiene lo siguiente:

$$F_{yf} \cdot L = m \cdot a_y \cdot b \quad (5.17)$$

$$F_{yr} \cdot L = m \cdot a_y \cdot a \quad (5.18)$$

Siendo  $F_y$  la fuerza lateral para cada eje del coche y definiendo la batalla como  $L=a+b$ . Además, para obtener la expresión de velocidad angular buscada, se sigue el desarrollo del autor [15] en el que se modela la interacción entre el asfalto y los neumáticos con un comportamiento lineal de las ruedas, donde la rigidez lateral de la rueda ( $C_x$ ) es una constante que define la relación entre el ángulo de deslizamiento de la rueda y la fuerza lateral, de la siguiente manera:

$$F_{yx} = C_x \cdot \alpha_x \quad (5.19)$$

Con  $x$  significando el eje del vehículo al que nos referimos. Suponiendo que los ángulos de deriva (sideslip) de cada eje son pequeños, podemos obtener la siguiente relación:

$$\alpha_f = \delta - \beta - \frac{a \cdot r}{V_x} \quad (5.20)$$

$$\alpha_r = -\beta - \frac{b \cdot r}{V_x} \quad (5.21)$$

Donde  $\delta$  es el giro de las ruedas delanteras,  $\beta$  el ángulo de deriva del vehículo (definido como el cociente entre la velocidad transversal  $V_y$  y longitudinal  $V_x$ ).

Si ahora sustituimos las ecuaciones (5.19), (5.20) y (5.21) en las (5.17) y (5.18) se obtienen las siguientes expresiones:

$$C_{\alpha F} \cdot \left( \delta - \beta - \frac{a \cdot r}{V_x} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{b}{L} \quad (5.22)$$

$$C_{\alpha R} \cdot \left( -\beta - \frac{b \cdot r}{V_x} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{a}{L} \quad (5.23)$$

Si ahora despejamos el ángulo de deriva de la ecuación (5.22) y sustituimos en la expresión (5.23) se obtiene una relación entre el ángulo de giro de las ruedas y la aceleración lateral, dada por:

$$\delta = \frac{L}{R} + \frac{m}{L} \cdot \left( \frac{b}{C_{\alpha F}} - \frac{a}{C_{\alpha R}} \right) \cdot a_y \quad (5.24)$$

Para finalmente sustituir las ecuaciones (5.15) y (5.16) en (5.24) y obtener así una relación entre la velocidad angular del vehículo y el ángulo de giro de las ruedas en un estado estacionario de trayectoria curvilínea de giro constante:

$$r_{des} = \frac{V}{L + \frac{m}{L} \cdot \left( \frac{b}{C_{\alpha F}} - \frac{a}{C_{\alpha R}} \right) \cdot V^2} \cdot \delta \quad (5.25)$$

Es importante destacar que todas las constantes y variables presentes son calculables y medibles, tanto en simulación como en el coche real.

### 5.3 Construcción del controlador en Simulink/SimMechanics

Una vez presentado todo el desarrollo teórico del controlador se procede a explicar la labor realizada en la herramienta SimMechanics. Haciendo una explicación detallada de cada uno de los bloques del controlador. En primer lugar, tenemos el modelo del FOX, que como trabajo previo se adaptó a las necesidades del nuevo controlador, colocando las etiquetas para las variables necesarias, denominadas en Simulink como "From" y "GoTo" y éste se compactó en un subsistema listo para actuar como una caja negra de cara al control: Recibiendo las señales de actuación de par y volante así como enviando los datos del FOX hacia el controlador, este bloque se tiene en la figura 5.5.

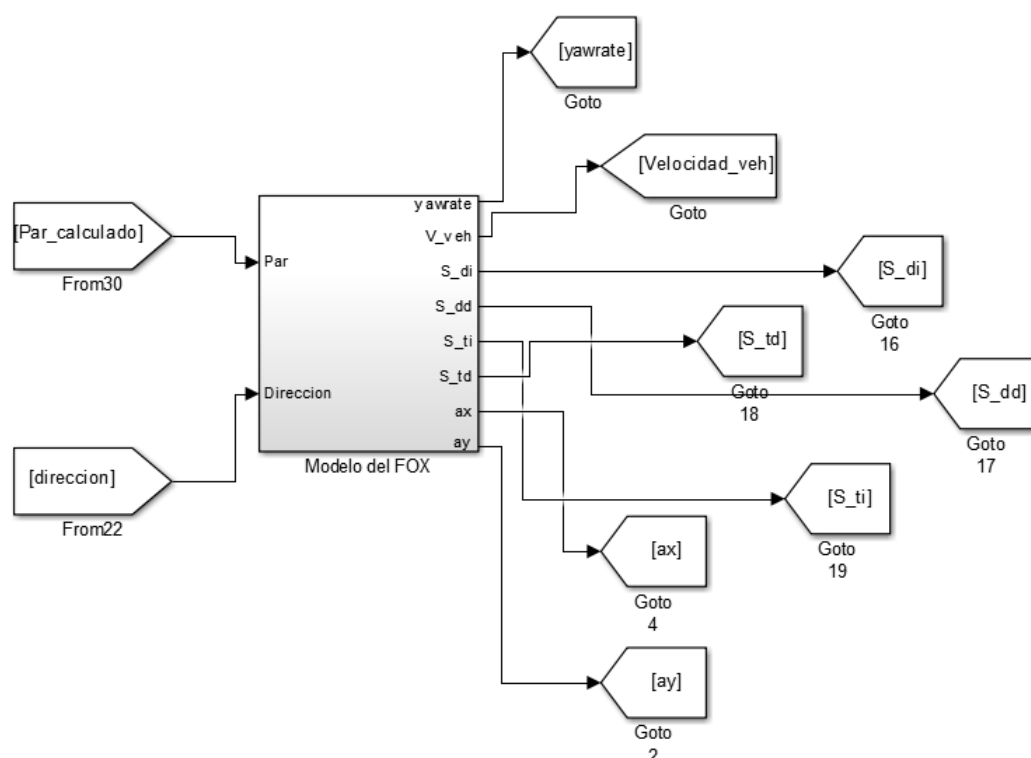


Figura 5.5 Bloque del FOX en el controlador.

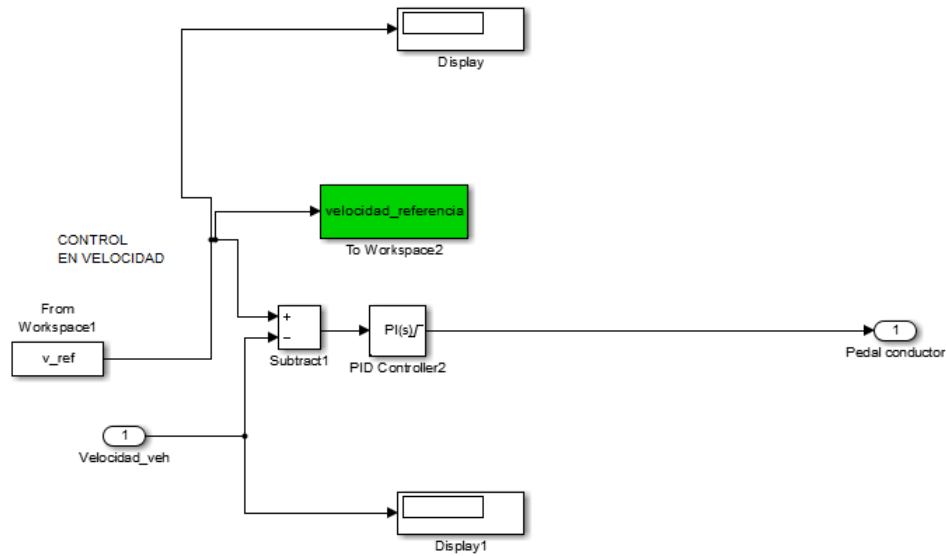
Por otro lado se tiene un subsistema que simula a un conductor virtual para las pruebas requeridas, en la figura 5.6. Internamente consiste en un controlador proporcional integral ajustado convenientemente para actuar sobre el pedal del acelerador (figura 5.7) para mantener la velocidad del vehículo a una referencia especificada; de aquí se obtiene nuestro valor de pedal del acelerador que nos proporciona el par conductor **a corregir** por el controlador. A su vez, se utilizan cambios de ángulo de volante en bucle abierto según conveniencia para cada tipo de prueba.

Como ejemplo de programación de la consigna para el volante se tiene un giro simple a la izquierda tras permanecer dos segundos con el volante recto (figura 5.8).



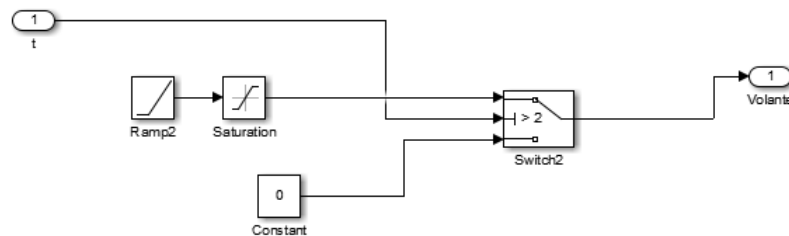
Figura 5.6 Entradas y salidas al bloque del conductor virtual.





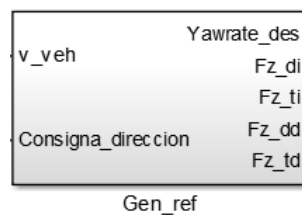
**Figura 5.7** Bloque para el control del pedal del conductor virtual.

Se utiliza el bloque "Switch" para conmutar la salida del volante; inicialmente parte de cero grados y a los dos segundos, cuando se cumple la condición lógica del puerto dos del "Switch" actúa una rampa saturada que simula un giro uniforme del volante. Los bloques from Workspace y To Workspace se usan para recibir y enviar datos al Workspace de Matlab, respectivamente.

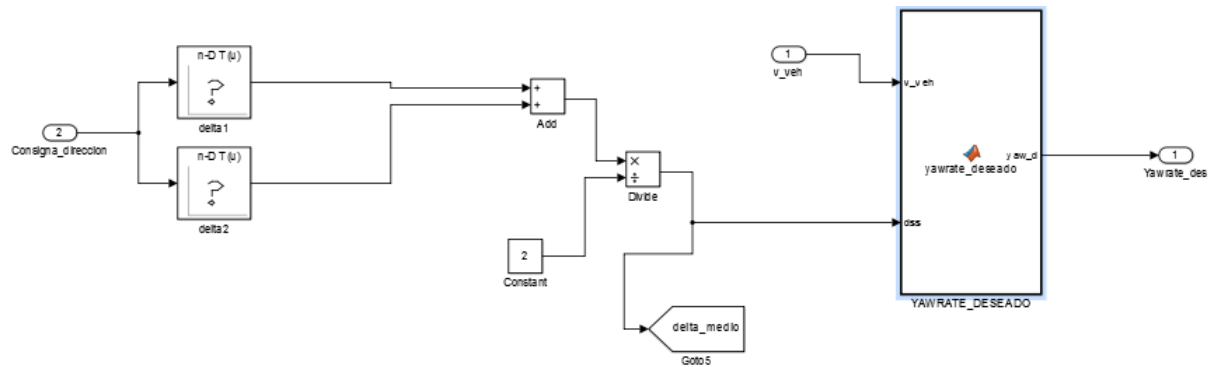


**Figura 5.8** Bloque ejemplo para el control del volante en conductor virtual.

El siguiente bloque realizado es el denominado como generador de referencias 5.9, donde está incluido tanto la referencia de velocidad angular para el controlador como la estimación de las fuerzas verticales del vehículo.



**Figura 5.9** Bloque generador de referencias.



**Figura 5.10** Interior del bloque generador de referencias, referencia de velocidad angular.

Para obtener la referencia de velocidad angular (yawrate), se recibe un ángulo de volante dado por el conductor virtual (figura 5.8), seguidamente se transforma a ángulo de giro medio en rueda ( $\delta$ ) haciendo uso de tablas "Lookup" procedentes del modelo SimMechanics y éste entra en el subsistema "YAWRATE DESEADO" junto a la velocidad resultante del vehículo. Dentro de este subsistema, se calcula el yawrate deseado durante la conducción a partir de la ecuación (5.25) materializada de la siguiente manera:

**Código 5.1** Código de velocidad angular deseada.

```
function yaw_d =yawrate_deseado(v_veh,dss)

m=400.238; %Masa del FOX con 2 pasajeros.
a=1.3004; %Distancia del eje delantero al CG.
b=1.2204; %Distancia del eje trasero al CG.
L=(a+b);

cf=47000; %Coef de rigidez neumáticos en eje delantero.
cr=53000; %Coef de rigidez neumáticos en eje trasero.

%Estimación de la velocidad angular deseada.

yaw_d=(v_veh.*dss)./(L+((m./L).*((b./cf)-(a./cr)).*(v_veh.^2)));

end
```

Con respecto a la estimación de las cargas verticales en los neumáticos ( $F_z$ ), que también son entradas para el controlador, se tiene el bloque de la figura 5.11, que se basa en el método discutido en el capítulo 4. El subsistema denominado como "Estimación de fuerzas verticales" contiene las ecuaciones (4.5),(4.6),(4.7) y (4.8) de dicho capítulo para obtener el valor de las fuerzas. Su código se tiene en la función 5.3. Las entradas son las aceleraciones del FOX y las salidas las fuerzas calculadas.

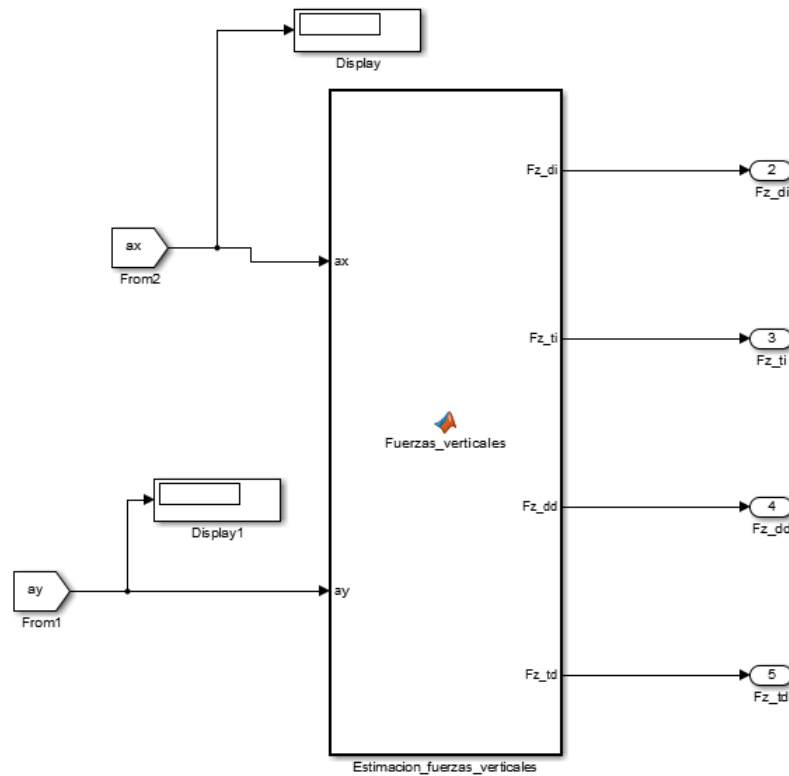


Figura 5.11 Interior del bloque generador de referencias, estimación de fuerzas verticales.

**Código 5.2** Código para la estimación de las fuerzas verticales.

```
function [Fz_di,Fz_ti,Fz_dd,Fz_td] =Fuerzas_verticales(ax,ay)

MASS_FOX=400.238;           %Masa FOX- con 2 pasajeros.
DIST_F_LX=1.3004;           %Distancia del cg al eje delantero.
DIST_R_LX=1.2204;           %Distancia del cg al eje trasero.

DIST_EJES_LX=DIST_F_LX+DIST_R_LX;

GRAV=9.81;                  %Gravedad.
HCOG=0.3;                   %Altura del centro de gravedad.

%Distancia transversal delantera, del eje longitudinal a la rueda del.
%izquierda.
DIST_F_LEFT=1.5538/2;

%Distancia transversal delantera, del eje longitudinal a la rueda del. derecha.
DIST_F_RIGHT=1.5538/2;
```

```

%Distancia transversal trasera, del eje longitudinal a la rueda tras. izquierda
DIST_R_LEFT=1.4865/2;

%Distancia transversal trasera, del eje longitudinal a la rueda tras. derecha.
DIST_R_RIGHT=1.4865/2;

%Estimación de las fuerzas verticales sobre las ruedas.

Fz_di = MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX - HCOG*ax/DIST_EJES_LX)*(0.5-HCOG
    *ay/(GRAV*(DIST_F_LEFT+DIST_F_RIGHT)));

Fz_dd = MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX - HCOG*ax/DIST_EJES_LX)*(0.5+HCOG
    *ay/(GRAV*(DIST_F_LEFT+DIST_F_RIGHT)));

Fz_ti = MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX + HCOG*ax/DIST_EJES_LX)*(0.5-HCOG
    *ay/(GRAV*(DIST_R_LEFT+DIST_R_RIGHT)));

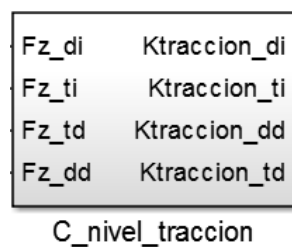
Fz_td = MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX + HCOG*ax/DIST_EJES_LX)*(0.5+HCOG
    *ay/(GRAV*(DIST_R_LEFT+DIST_R_RIGHT)));

end

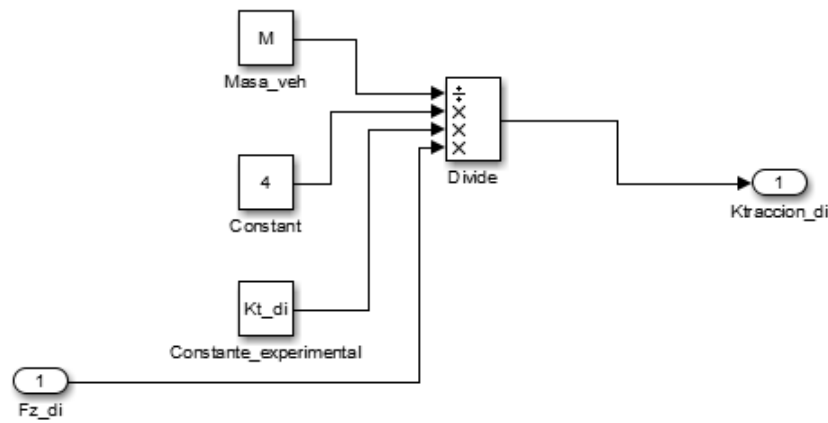
```

Una vez explicadas las entradas al algoritmo de control, ahora toca explicar la ejecución del controlador propiamente dicho. Este se desglosa en dos partes principales, como se ha visto en la explicación teórica. Por un lado el control del nivel de tracción y por otro el controlador de estabilidad.

En la figura 5.12 tenemos el control del nivel de tracción, que recibe las fuerzas sobre los neumáticos  $F_z$  y devuelve las ganancias  $K_{traccion}$  tal y como se especifica en las ecuaciones desde la (5.3) a la (5.6). De esta forma se conseguirá que el par aplicado en cada rueda sea único. En la figura 5.13 se tiene el esquemático del cálculo de cada ganancia, donde para cada rueda se repite el mismo esquema con sus respectivos términos, referentes a la fuerza vertical y constante  $K_t$ . Los bloques mostrados son para la rueda delantera izquierda.

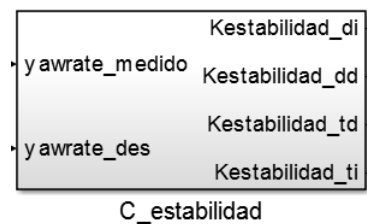


**Figura 5.12** Control del nivel de tracción disponible en las ruedas.

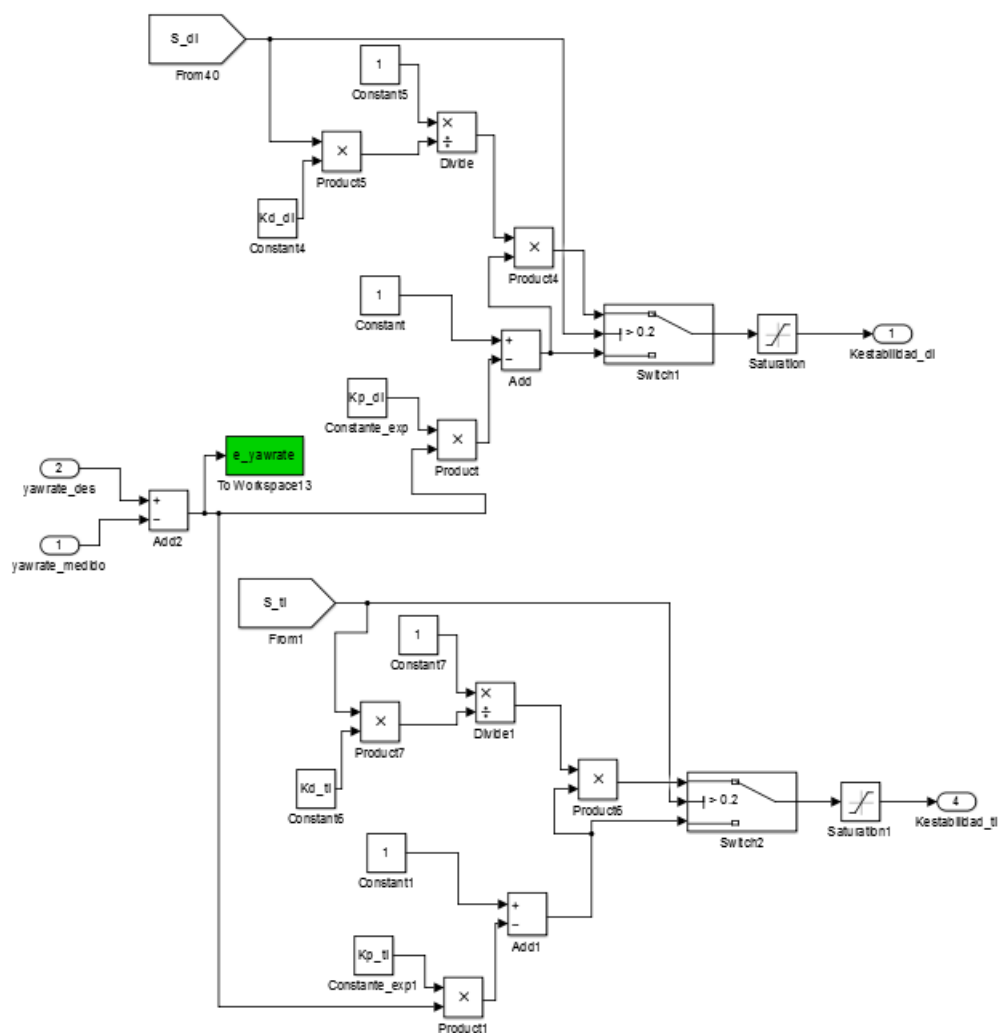


**Figura 5.13** Diagrama de bloques del control de nivel de tracción, para la rueda delantera izquierda.

En cuanto al control de velocidad angular (figura 5.14), que calcula el error en dicha velocidad y obtiene las ganancias  $K_{estabilidad}$  con la misión de corregirlo, se encuentra formado por las expresiones desde (5.7) a (5.10). En la figura 5.15 se presentan los diagramas de bloques para las ruedas delantera y trasera izquierdas, teniendo para los neumáticos del lado derecho una estructura similar con sus respectivos coeficientes y signos dados por las ecuaciones mencionadas. Además, se incluye el control del deslizamiento ( $S$ ) en este subsistema, dado por el uso del bloque "Switch". Cuando el deslizamiento es mayor que el umbral prefijado (en las imágenes es 0.2), el bloque conmuta y aplica la corrección según (5.11) sobre las ganancias  $K_{estabilidad}$  reduciendo el par aplicado finalmente para paliar el exceso de deslizamiento.

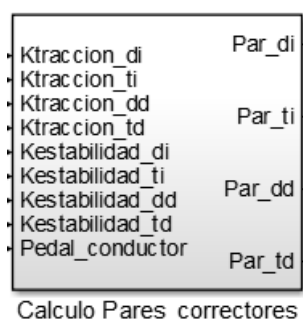


**Figura 5.14** Control de la velocidad angular del vehículo.



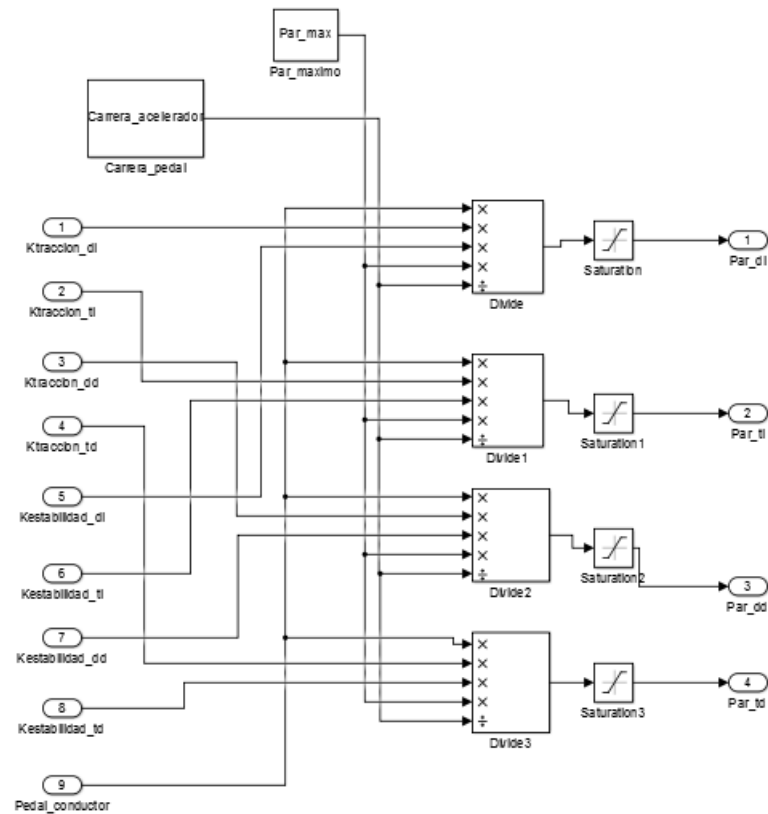
**Figura 5.15** Interior del control de la velocidad angular del vehículo.

Como última etapa del controlador, se tiene la corrección del par demandado por el conductor usando las ganancias calculadas tal y como se acaba de explicar, para posteriormente poderlo aplicar sobre el vehículo. Este bloque que se encarga de "unificar" los efectos de corrección especificados se tiene en la figura 5.16.



**Figura 5.16** Subsistema de conversión entre par conductor y corrector para cada rueda.

En el interior tenemos que el nivel de pulsación del pedal acelerador, dado por el conductor se transforma en par ( $N \cdot m$ ) y a su vez se aplican las ganancias  $K_{estabilidad}$  y  $K_{traccion}$  a cada rueda de forma independiente. Se incluye en bloque de saturación antes de aplicar par al coche para evitar aplicar pares fuera del rango permitido por los motores (limitado en simulación a  $78 N \cdot m$  por la ficha técnica de los motores del FOX).



**Figura 5.17** Bloques de conversión entre par conductor y corrector para cada rueda.





## 6 Controlador de yawrate basado en estrategia proporcional-integral

---

### 6.1 Introducción al controlador

Este capítulo incluye la explicación teórica de otro controlador tratado en este trabajo, que se implementará en el coche y cuyo funcionamiento será comparado con el controlador de ganancias antes explicado. Se trata de un algoritmo diseñado anteriormente en el proyecto de este coche por David Marcos [11], que corrige la velocidad angular sobre el eje yaw (perpendicular al vehículo) mediante un reparto no lineal de par. El objetivo de este trabajo consiste en usarlo para hacer varias pruebas en el coche real y además incluir mejoras en cuanto a gestión de la potencia enviada a las ruedas.

### 6.2 Estrategia de control

#### 6.2.1 Arquitectura de partida

La arquitectura de este controlador se muestra en este apartado, que en su totalidad es un extracto de la tesis doctoral de David Marcos Rodríguez [11]. Para una explicación más detallada, se recomienda acudir a la bibliografía. Este sistema tiene tres grados de libertad: La distribución delantera-trasera, la frontal izquierda-frontal derecha y la trasera izquierda- trasera derecha, mientras que la suma de todos los pares debe ser igual a la demandada por el conductor. Sin embargo, este controlador aplicará la misma proporción para los tres grados de libertad. Dicha ratio es generado mediante un sistema PI de única entrada y única salida (SISO) que controla la velocidad angular del vehículo. Si el error en yawrate es negativo, el controlador debería incrementar el par en las ruedas traseras y exteriores y viceversa, según las siguientes expresiones (6.1),(6.2),(6.3),(6.4) y la figura 6.1:

$$ratio_{fi} = (1 - u) \cdot (1 - u) \quad (6.1)$$

$$ratio_{fo} = (1 - u) \cdot u \quad (6.2)$$

$$ratio_{ri} = u \cdot (1 - u) \quad (6.3)$$

$$ratio_{ro} = u \cdot u \quad (6.4)$$

Donde  $u$  (entre 0 y 1) es la salida del controlador y  $fi,fo,ri,ro$  significan rueda frontal interior,frontal exterior,trasera interior y trasera exterior a la curva, respectivamente.

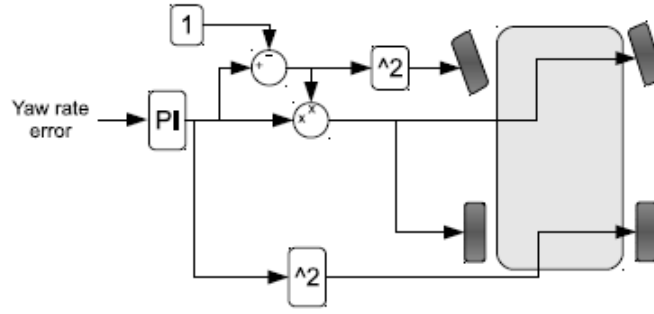


Figura 6.1 Controlador de yawrate [11].

### 6.2.2 Funcionalidades añadidas

Para que el controlador PI no supere el par máximo admisible por el suelo (sobre todo de cara a la implementación real) y se garantice una mayor adherencia así como un mejor aprovechamiento del par aplicado para hacer avanzar al vehículo. Se incluye una limitación del par máximo a aplicar en cada rueda, a la salida del controlador PI. Dicha limitación de par, suponiendo ángulos de deriva pequeños en rueda, responde a la expresión (6.5):

$$T_{max} = \mu_L \cdot F_z \cdot r \quad (6.5)$$

Donde  $\mu_L$  es el coeficiente de fricción longitudinal de la rueda, calculado mediante el modelo de Burckhardt explicado en el apartado 3.1.5,  $F_z$  la carga vertical sobre la rueda, calculable tanto a partir de la unidad inercial como de los potenciómetros instalados y  $r$  es el radio dinámico de la rueda. La expresión (6.5) otorga una buena estimación del par límite que se puede aplicar sin perder adherencia siempre que el modelo que calcula el coeficiente en cada momento sea ajustado convenientemente según el tipo de suelo.

### 6.3 Diseño del controlador en Simulink/SimMechanics

En cuanto al montaje del controlador en Matlab/Simulink, se ha dividido el funcionamiento del control en dos bloques, según se esté girando a la izquierda o a la derecha, tal y como muestra en la figura 6.2. Los bloques en azul contienen las expresiones explicadas en el apartado 6.2.1, donde el rol de rueda exterior e interior varía según se gire a la derecha o a la izquierda (la conmutación entre cada tipo de prueba se lleva a cabo en el bloque switch, según el sentido de giro del volante). También incluye la mejora en cuanto a limitación de par dentro del bloque. El interior puede ser analizado en la figura 6.3 y 6.4.

En la primera tenemos el flujo de datos que contiene la referencia de yawrate utilizada, presente en la expresión 5.25 del capítulo 5, el controlador PI que calcula los ratios así como la corrección del par conductor recibido (calculado este último con un control PID en velocidad, que hace de conductor, como se explicó en el capítulo anterior).

Por otro lado, en la figura 6.4 se tiene la limitación de par antes comentada, situada a continuación del reparto de par realizado por el control PI, dando como salida los cuatro pares correctivos que se aplicarán al modelo SimMechanics del FOX.

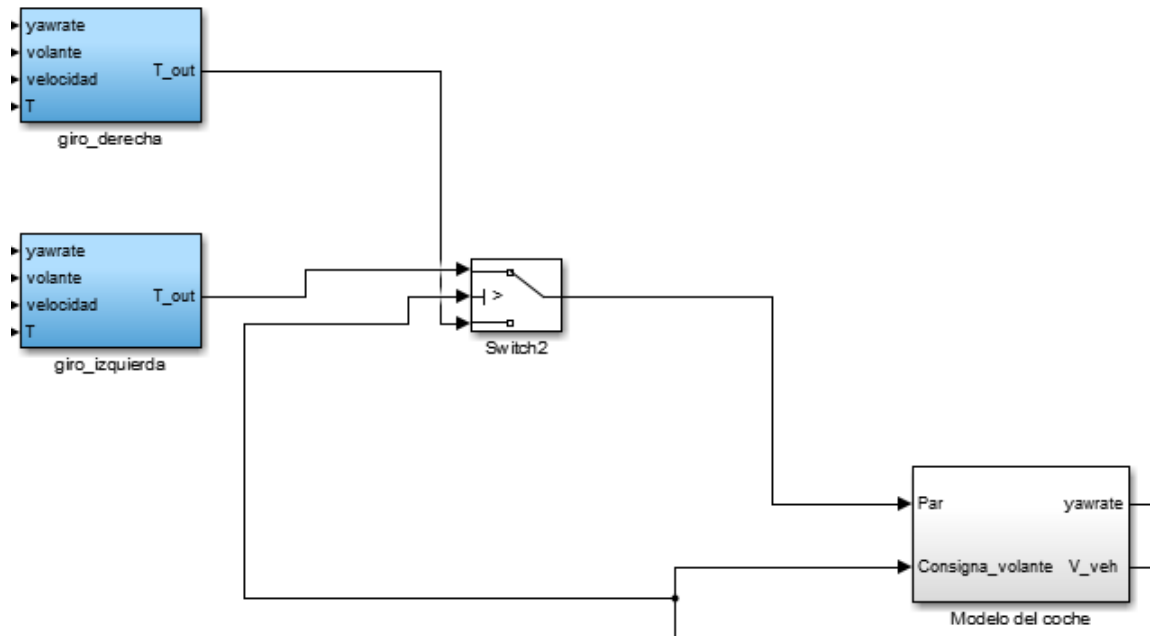


Figura 6.2 Montaje exterior del controlador PI.

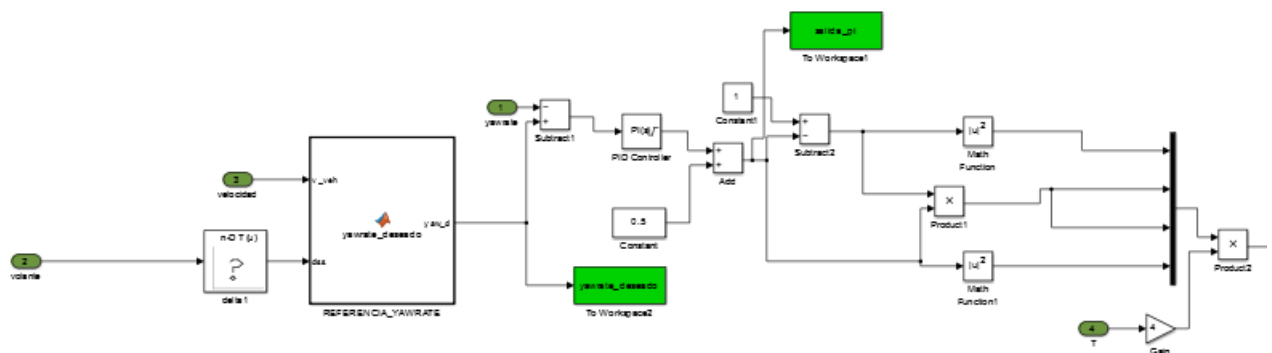
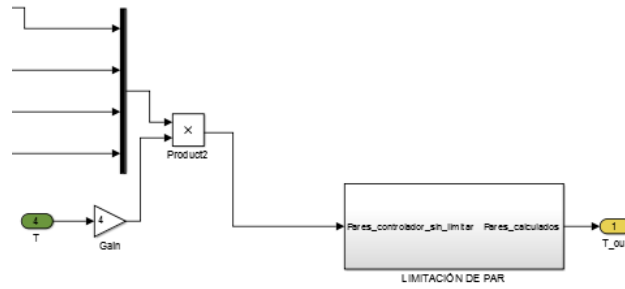
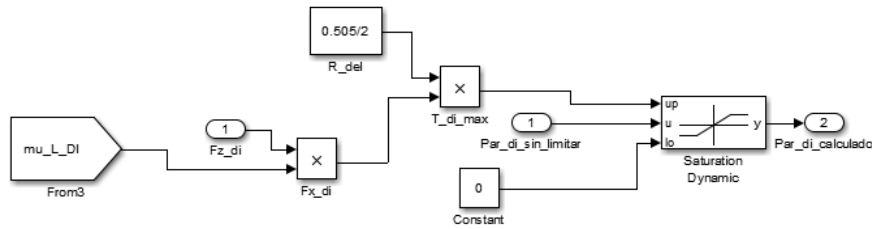


Figura 6.3 Montaje interior del controlador PI (1).



**Figura 6.4** Montaje interior del controlador PI (2).

Por último dentro del bloque "LIMITACIÓN DE PAR", tenemos la estructura simplificada presentada en la figura 6.5, que es repetida con sus respectivas variables para las demás ruedas. El subsistema está formado por un bloque de saturación dinámica que recibe como entrada en el primer puerto el par máximo aplicable como umbral superior, calculado según el apartado 6.2.2, en el segundo puerto el par sin limitar (procedente del controlador de yawrate) y como tercer argumento el umbral inferior, que en este caso se considera como un par nulo. La salida del bloque de saturación consiste en un par acotado entre estos dos umbrales, que cumpla con los requisitos del control de estabilidad sin sobrepasar el par límite aplicable.



**Figura 6.5** Estructura del bloque "LIMITACIÓN DE PAR" para la rueda delantera izquierda.

## 7 Resultados obtenidos

---

En el presente capítulo se describen y se analizan las pruebas realizadas con los controladores tratados, primero en la etapa de simulación y posteriormente en los ensayos sobre el prototipo real denominado como FOX.

### 7.1 Simulación del controlador por ganancias

Para conseguir un funcionamiento correcto y efectivo del controlador por ganancias, se han realizado una adaptación de las tres pruebas independientes comentadas en el capítulo 4 de este documento. Se trata de la respuesta ante un escalón de volante (primera prueba), una etapa de aceleración brusca y giro a la izquierda (segunda prueba) y finalmente una adaptación para simulación de la trayectoria Skidpad de la Formula Student [14] (tercera prueba). Con cada una de ellas se pretende mostrar las diferentes beneficios que es capaz de otorgar a la dinámica del vehículo FOX, comparado con el caso de un reparto equitativo de par en las cuatro ruedas (caso sin controlador activo a partir de ahora).

#### 7.1.1 Prueba 1: Respuesta ante escalón

Como se comentó durante el apartado 4.1.3, la maniobra consiste en partir de una velocidad elevada (se han elegido  $70 \frac{Km}{h}$ ), constante y avanzando en línea recta inicialmente para después realizar un giro brusco de volante para obtener una aceleración lateral de  $4m/s^2$ . Para conseguir dicho valor de aceleración transversal, se ha calculado un giro de volante constante de 10 grados a la izquierda como se tiene en la imagen 7.1.

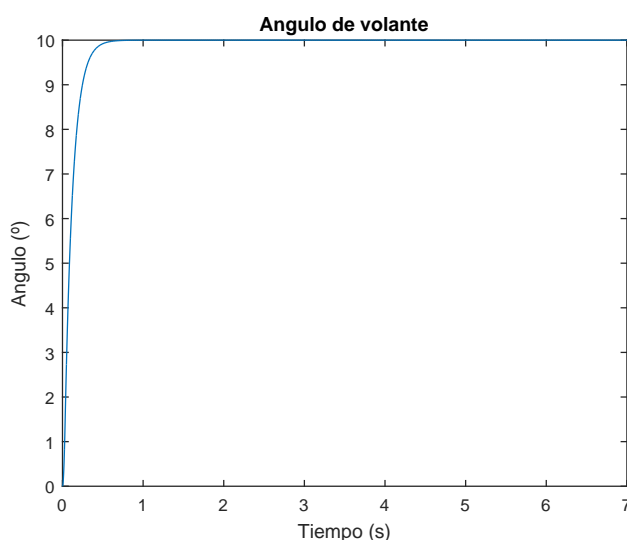
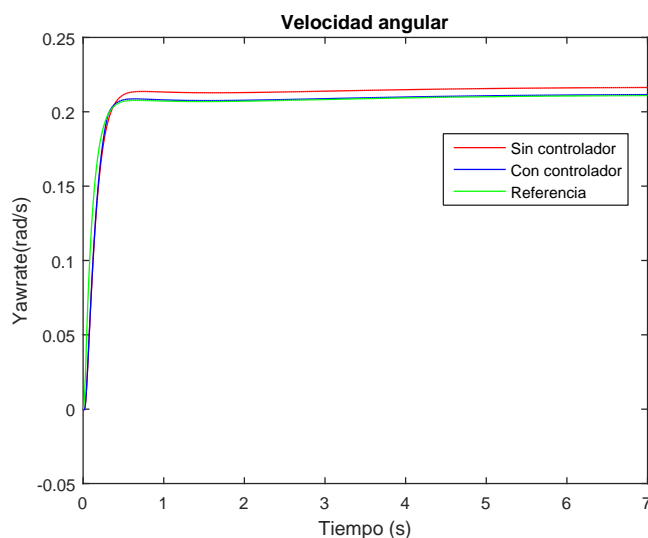


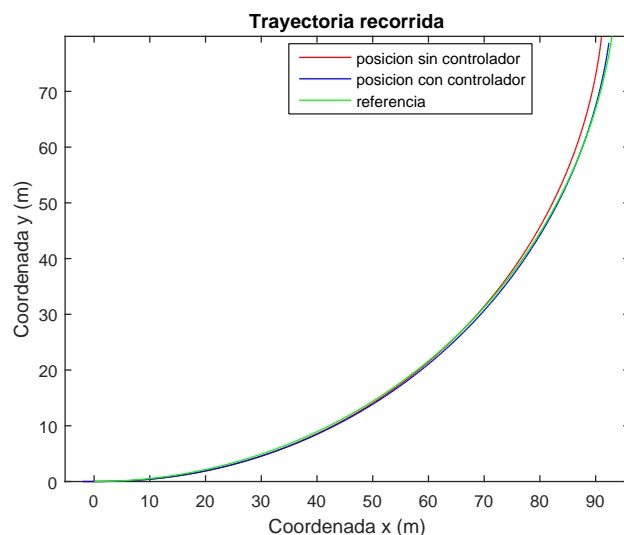
Figura 7.1 Angulo de volante para la prueba 1.

Si observamos la evolución de la velocidad angular durante la prueba (figura 7.2) se aprecia que sin el controlador activo (en rojo) el yawrate del FOX es mayor que el deseado; por lo tanto el vehículo llevará una tendencia hacia el sobreviraje. Sin embargo, si nos fijamos en la evolución con el controlador activo (en azul), se ve que se consigue seguir a la referencia (en verde) satisfactoriamente eliminando así esa tendencia.



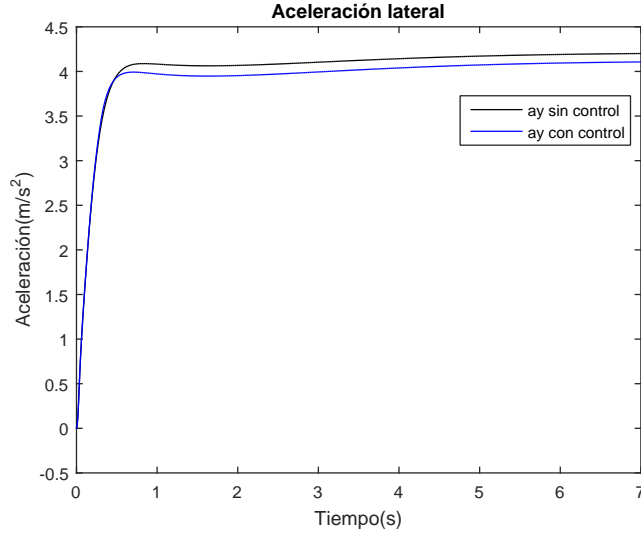
**Figura 7.2** Resultados para la velocidad angular en la prueba 1.

La mejora sobre la trayectoria recorrida puede ser observada en la figura 7.3, donde se consigue paliar el aparente sobreviraje antes comentado, que claramente desvía al vehículo progresivamente de su trayectoria ideal.



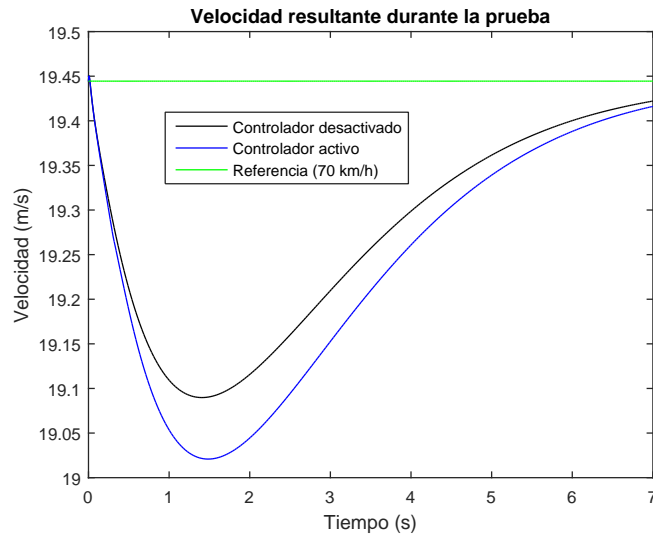
**Figura 7.3** Comparación de Trayectorias recorridas durante la prueba 1.

En cuanto a la aceleración transversal (figura 7.4), cuyo valor es fijado por las características de esta prueba a un valor de  $4 \frac{m}{s^2}$ , tenemos que se ha conseguido reducir ligeramente su magnitud, beneficiando así a la estabilidad general del automóvil.



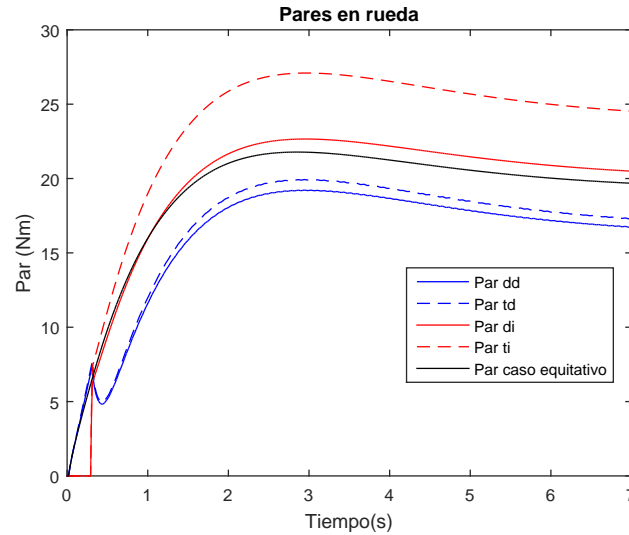
**Figura 7.4** Aceleración Lateral en la prueba 1.

Respecto a la velocidad del coche durante el recorrido (figura 7.5), se aprecia una pequeña pérdida de velocidad durante el transitorio; aunque no es destacable ya que se trata de una diferencia de unos  $0.06 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  o lo que es lo mismo,  $0.2 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ .



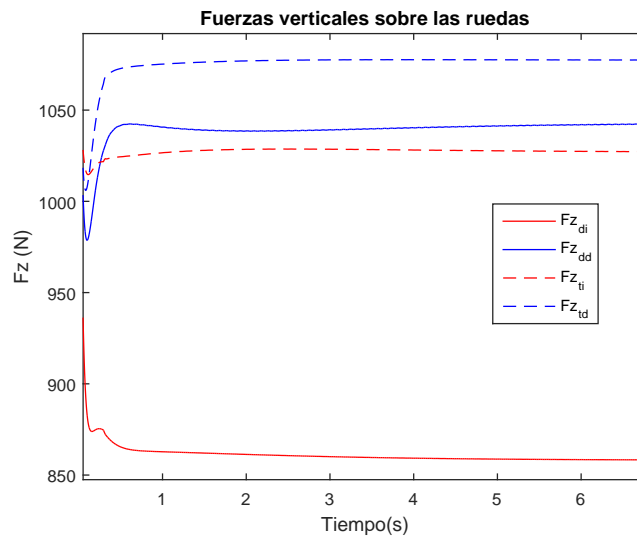
**Figura 7.5** Resultados para la velocidad resultante en la prueba 1.

En cuanto a los pares calculados en las ruedas (figura 7.6), se tiene un resultado interesante. Para conseguir corregir el sobreviraje presentado se están produciendo varios efectos; primero destacar que se está aplicando más par en el lado izquierdo del vehículo que en el derecho: con ello se genera un momento angular correctivo en sentido horario que es capaz de mantener al FOX en la trayectoria buscada por el conductor (es debido a la corrección de las ganancias  $K_{\text{estabilidad}}$ ).



**Figura 7.6** Pares calculados durante la prueba 1.

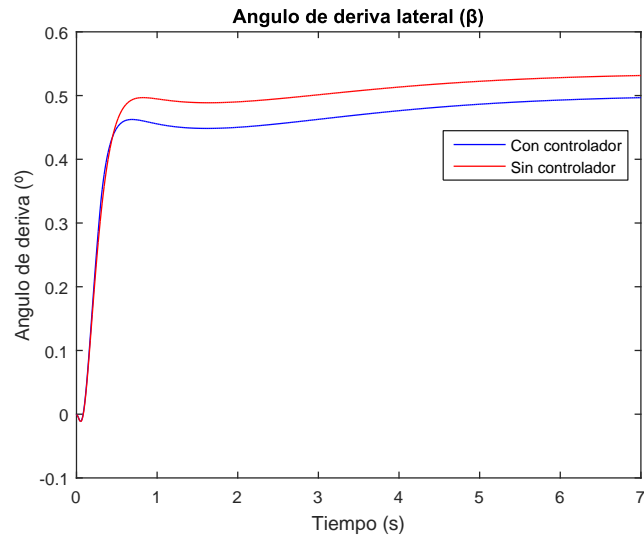
Por otro lado, note que se está aplicando más par sobre las ruedas traseras que en las delanteras, lo cuál es lógico si apoyándonos en la figura 7.7, ya que las cargas verticales sobre los neumáticos traseros (en línea discontinua en la figura) presentan un mayor valor respecto al neumático delantero del mismo lado, por ejemplo, como ocurre en la zona derecha del coche con unos  $1078 \text{ N} \cdot \text{m}$  en la rueda trasera derecha y unos  $1040 \text{ N} \cdot \text{m}$  en la delantera del mismo lado. Las ganancias  $K_{traccion}$  se encargan de controlar adecuadamente el nivel de tracción y además garantizan que se aplique un par único a cada rueda.



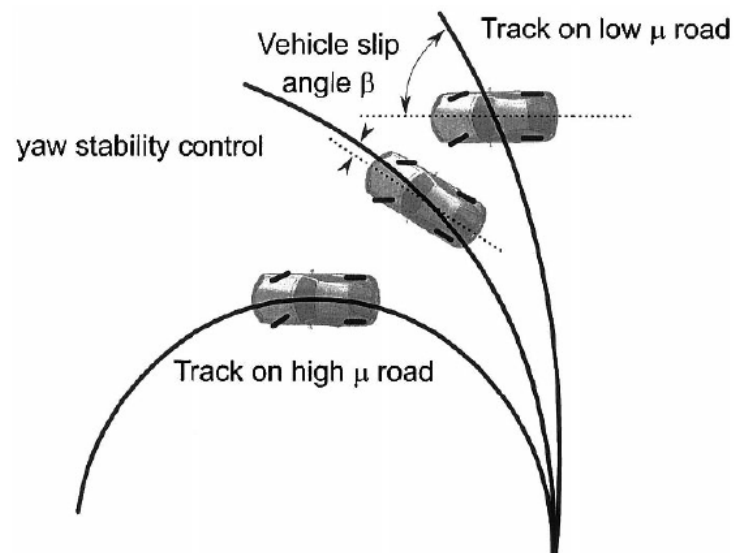
**Figura 7.7** Fuerzas verticales estimadas durante la prueba 1.

En cuanto al ángulo de deriva ( $\beta$ ) de la figura 7.8, definido como el cociente entre la velocidad transversal y longitudinal del vehículo, se observa que es propenso a ser reducido por el controlador, lo cuál es beneficioso para la estabilidad del vehículo. La función del controlador aplicado sobre el ángulo yaw del automóvil pretende recuperar la velocidad del vehículo esperada por el conductor en la medida de lo posible. Si el coeficiente de fricción es bajo, no será posible obtener el movimiento nominal que se conseguiría con unas condiciones de alta fricción [13]. Como se aprecia en 7.9, cuando se tiene un bajo coeficiente de fricción el ángulo de deriva es significativo ante una situación de giro. En nuestro caso se logra reducir esta tendencia a la inestabilidad aplicando menos par a las ruedas con menos tracción y más a las que tiene mayor agarre.





**Figura 7.8** Ángulo de deriva del vehículo durante la prueba 1.



**Figura 7.9** Funcionamiento de un controlador de velocidad angular en yaw [13].

### 7.1.2 Prueba 2: Respuesta ante aceleración desde reposo y giro

En esta segunda prueba, se pretende comprobar en detalle cómo afecta el control del deslizamiento de las ruedas ( $S$ ) tras acelerar súbitamente y a su vez poder testear la eficacia del controlador ante un giro más cerrado que el dado en la prueba anterior. Además, este estudio servirá como paso previo para posteriormente probar el algoritmo actuando sobre el recorrido Skidpad, tratado a continuación en la prueba 3. Como se muestra en la figura 7.10, en los primeros dos segundos el volante se mantiene recto y después se introduce progresivamente un giro en el volante de  $120^\circ$  que se mantendrá hasta el final de la prueba. Este ángulo de volante ha sido estimado teniendo en cuenta la relación entre el ángulo de volante y el radio de giro deseado, dada por la figura 4.13, para obtener una circunferencia de 15 m de diámetro como tramo de referencia.

La velocidad objetivo de esta prueba es de  $30 \frac{Km}{h}$ , partiendo desde el reposo. Este rango parece adecuado para poner en práctica el controlador de estabilidad en una situación límite de velocidad y giro cerrado. La evolución de esta variable la tenemos en la figura 7.13, presentando una respuesta estable hacia el valor demandado.

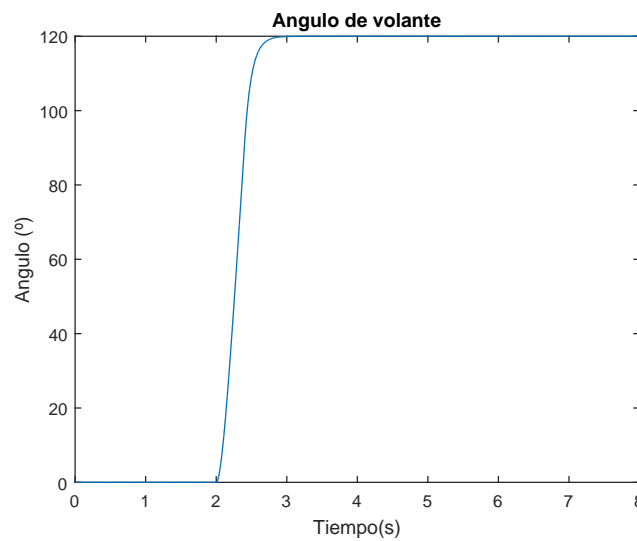


Figura 7.10 Ángulo de volante aplicado durante la prueba 2.

En cuanto al deslizamiento presentado en las ruedas, se tienen mejoras considerables en cada una de ellas. Tal y como se explicó anteriormente, dicho control consiste en actuar reduciendo las ganancias correctivas  $K_{estabilidad}$  cuando se supera el umbral límite fijado, que en este caso se tiene en 0.2 para garantizar la tracción en las ruedas (se trata de un método correctivo por lo tanto). En las figuras 7.11 y 7.12 se tiene la mejoría en las ruedas delanteras y traseras, respectivamente.

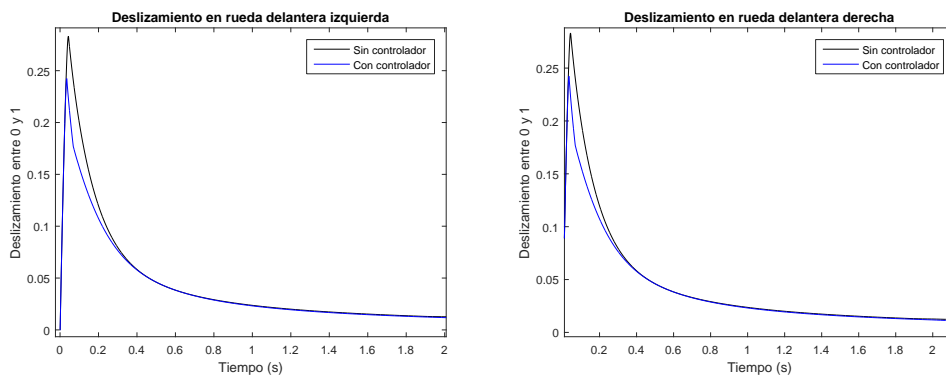
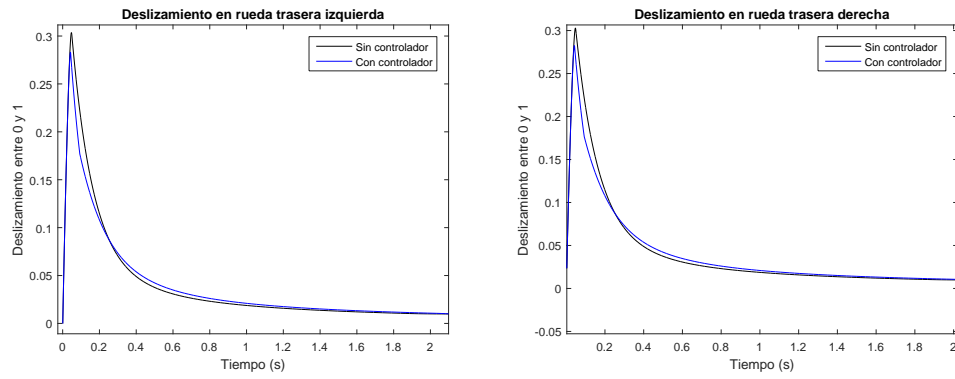
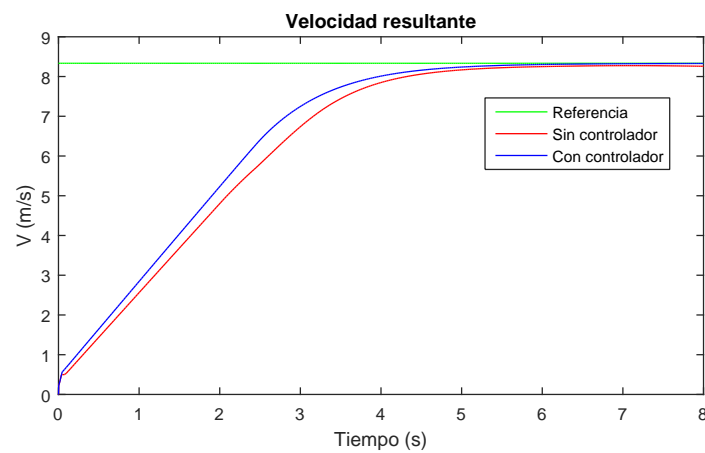


Figura 7.11 Deslizamiento obtenido en las ruedas delanteras durante la prueba 2.

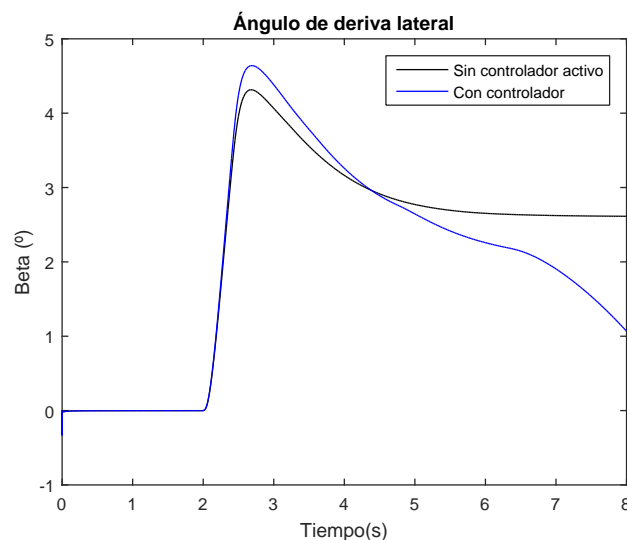


**Figura 7.12** Deslizamiento obtenido en las ruedas traseras durante la prueba 2.



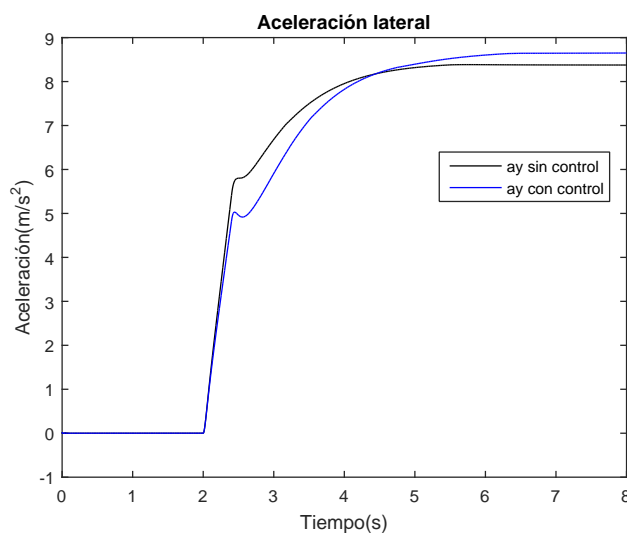
**Figura 7.13** Velocidad del vehículo en la prueba 2.

Para el ángulo de deriva lateral (imagen 7.14) tenemos una mejora muy destacable, ya que a nivel global se consigue reducir su valor. Este hecho se manifiesta en una respuesta más segura durante la maniobra; se logra aumentar la adherencia al suelo permitiendo una mayor maniobrabilidad durante el tramo curvo dado.



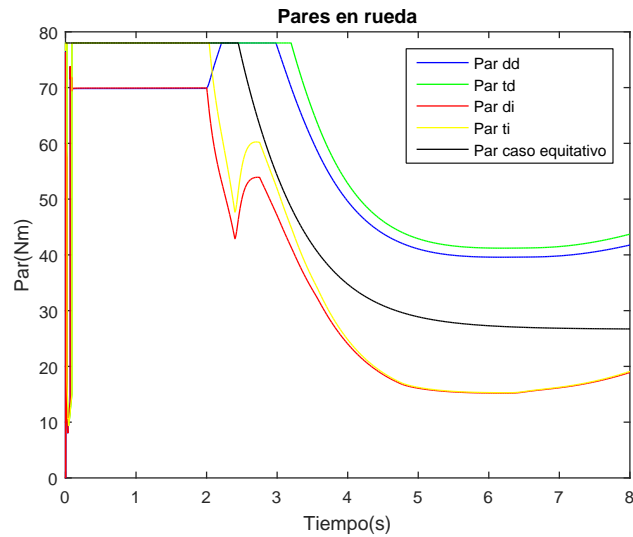
**Figura 7.14** Ángulo de deriva lateral, recogido durante la prueba 2.

Si nos fijamos ahora en la aceleración lateral obtenida en esta simulación 7.15, vemos que aunque se trate de una prueba exigente donde se alcanza un alto orden de magnitud de esta variable, se consigue reducir notablemente el incremento de las fuerzas centrífugas (cuyas actuaciones son directamente observables en las aceleraciones, como es sabido por la Segunda Ley de Newton) durante el período transitorio ayudando a mantener la estabilidad del coche en el cambio de dirección. Es importante destacar que durante las pruebas reales en el FOX, las pruebas serán adaptadas para no alcanzar altos valores finales de aceleración lateral. Reduciendo la velocidad de los recorridos para las mismas condiciones de giro el valor de esta variable será reducido considerablemente. Las observaciones actuales manifiestan que incluso para situaciones más agresivas el controlador es solvente.



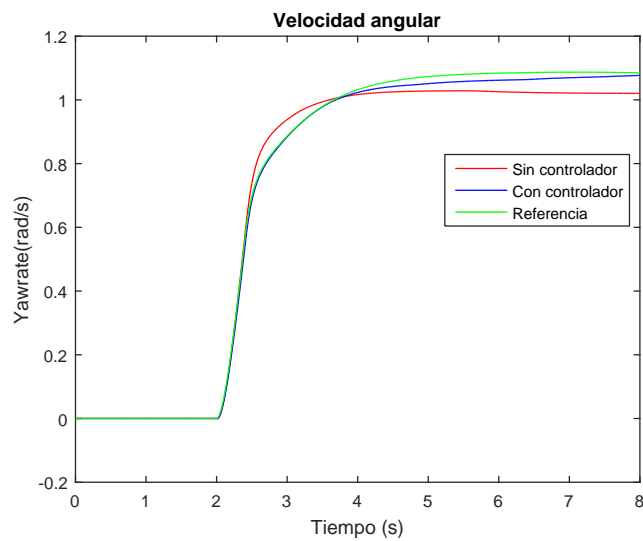
**Figura 7.15** Aceleración lateral presentada en la prueba 2.

La distribución de par en las ruedas que hace posible estas ventajas mencionadas es la presentada en 7.16. La prueba empieza con una reducción considerable del par aplicado en las ruedas en el transitorio inicial, para garantizar que el deslizamiento en los neumáticos no sea excesivo. Seguidamente el par es repartido individualmente a cada rueda en función de la carga vertical (downforce en inglés) presentada en cada una y una vez dentro de la etapa de giro a la izquierda, el par se reparte adecuadamente en ambos lados del automóvil con el objetivo de generar momentos correctivos respecto al eje de guiñada (yaw).

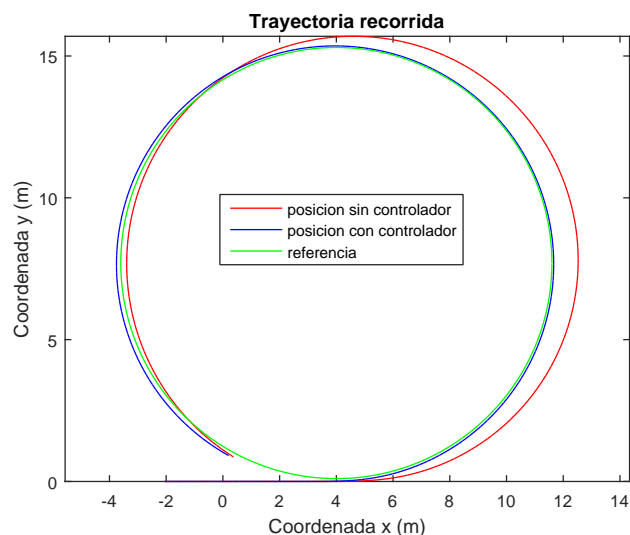


**Figura 7.16** Pares aplicados a las ruedas.

La trayectoria obtenida para un mismo conductor en bucle abierto con ángulo fijo de volante es la presente en la imagen 7.18. Se observa un acusado subviraje cuando el controlador no está activo que puede ser corroborado si nos fijamos en la respuesta obtenida en la velocidad angular de guiñada en 7.17 : Como se explica en la teoría de este controlador, en general cuando la velocidad de angular de giro es inferior a la deseada para un giro estacionario, se tiene una tendencia al subviraje antes mencionado. Con el control activo, se aprecia que este problema es solucionado alcanzando la referencia pedida.



**Figura 7.17** Yawrate obtenido en la prueba 2.



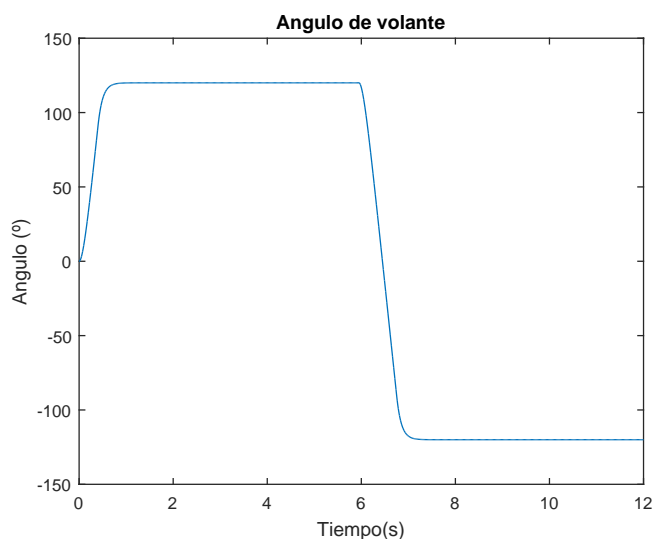
**Figura 7.18** Trayectorias recorridas durante la prueba 2.

### 7.1.3 Prueba 3: Trayectoria Skidpad de la Formula Student

Para acabar la parte de simulación para este controlador, se analiza el comportamiento obtenido durante una recreación de la prueba oficial vigente en la Formula Student [14], denominada como Skidpad, explicada en detalle dentro del capítulo 4.

Ha sido simulada para unas condiciones de alta velocidad (referencia alrededor de  $30 \frac{Km}{h}$ ) y giros cerrados. En particular para los resultados mostrados primero se gira progresivamente a la izquierda hasta alcanzar  $120^\circ$ , siendo este el valor necesario para recorrer los semicírculos de la prueba en las condiciones de giro dadas por la gráfica experimental en 4.13.

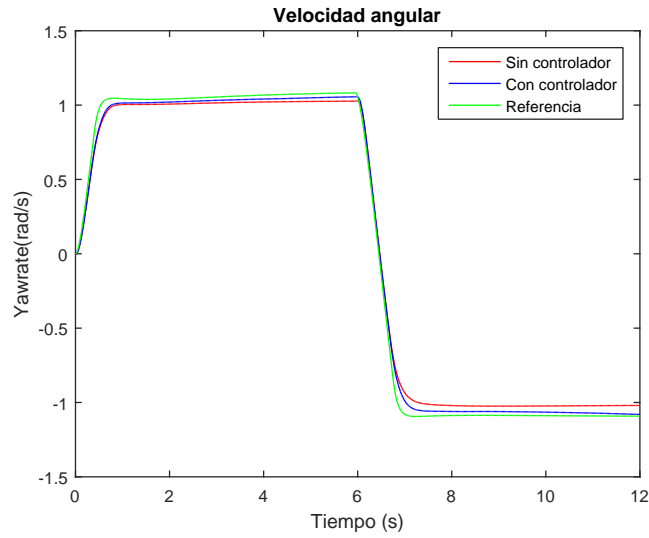
Cuando el coche se encuentra en la zona intermedia (aproximadamente a los 6 segundos de recorrido), se procede a recorrer el semicírculo derecho conmutando el volante hacia  $120^\circ$  en sentido horario (ver dicha maniobra completa en la figura 7.19).



**Figura 7.19** Maniobras de volante empleadas durante la prueba Skidpad.

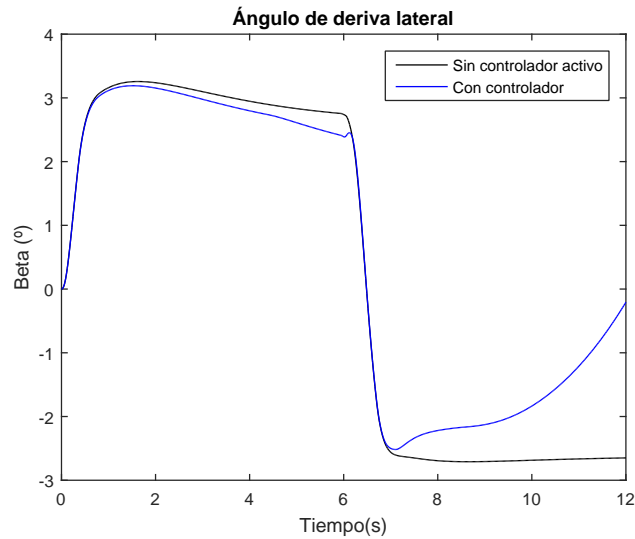
En el siguiente gráfico (figura 7.20), tenemos la notable mejoría en el caso de la velocidad angular

controlada, apreciable sobre todo en el tramo de intersección entre ambos semicírculos. Ello se materializa en un mejor seguimiento del camino deseado por el piloto, incluso en el momento del cambio de referencia súbito en la zona intermedia del recorrido.



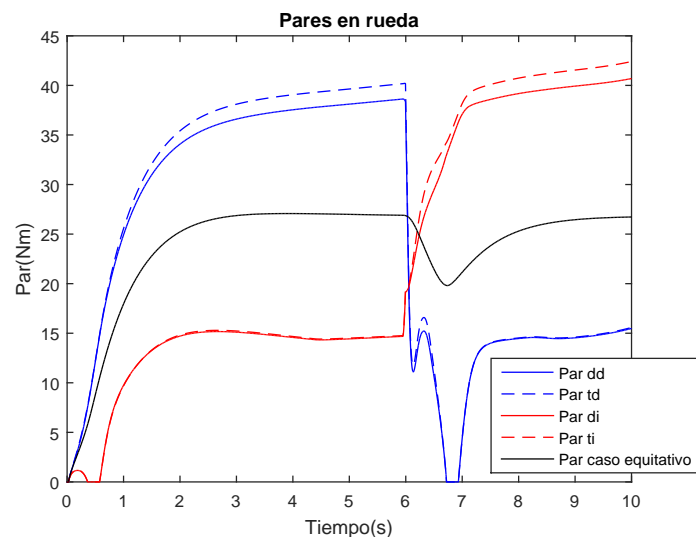
**Figura 7.20** Velocidades angulares obtenidas con el controlador activo y desactivado.

Para el ángulo de deriva lateral ( $\beta$ ) de 7.21, tenemos una mejora destacable durante todo el recorrido, propiciando así a un transcurso de la prueba con una buena estabilidad general del vehículo.



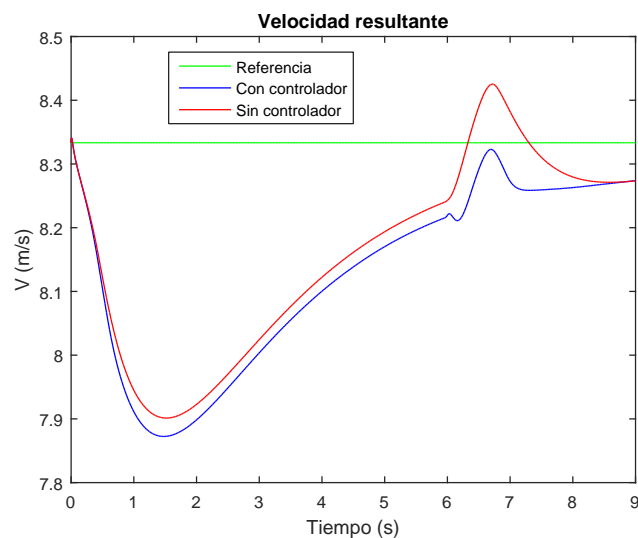
**Figura 7.21** Comparación para el ángulo de deriva lateral, prueba Skidpad.

Si ahora revisamos los pares que se han aplicado a cada rueda en la figura 7.22, podemos apreciar que hay dos partes bien diferenciadas. Durante los primeros seis segundos (donde se realiza el giro por el semicírculo izquierdo) podemos ver que el par se autoregula de forma similar a la prueba anterior, dando más par a las ruedas externas a la curva. Una vez producido el cambio en el volante, se observa una respuesta interesante: ahora se invierten los papeles, las ruedas izquierdas tienen un mayor nivel de tracción y necesidad correctiva; por lo tanto se pasa a aplicar más par en ellas.



**Figura 7.22** Reparto de par en las ruedas realizado.

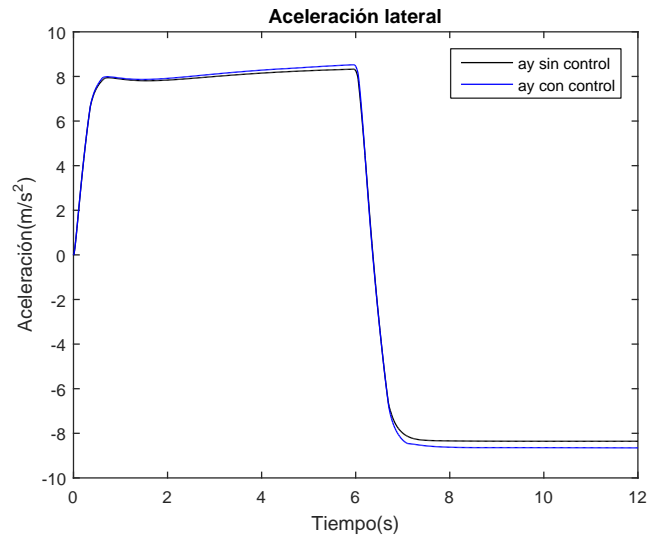
Si comparamos los dos casos en cuanto a la velocidad obtenida, podemos concluir que con el controlador activo se consigue una respuesta más uniforme hacia la referencia pedida, reduciendo la sobreoscilación presente en el caso donde no se aplica vectorización de par.



**Figura 7.23** Velocidad resultante.

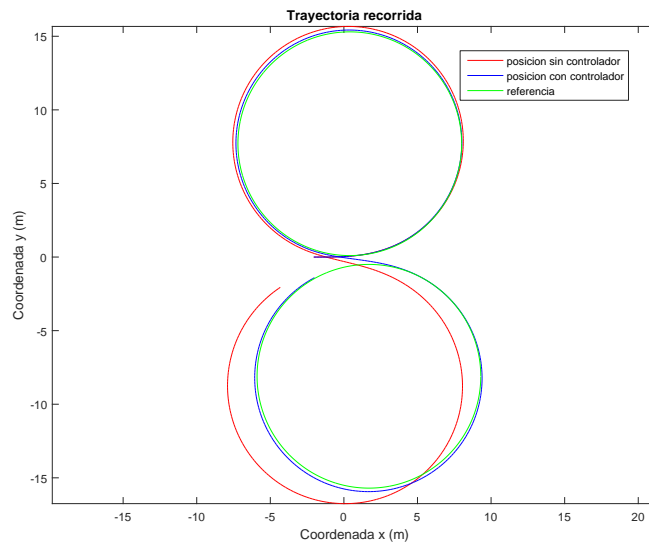
En cuanto a la aceleración transversal, no se tienen mejoras apreciables en esta prueba particular, pero tampoco se empeora su respuesta. Durante las pruebas reales en el vehículo las condiciones serán adaptadas para reducir este alto valor. En el ejemplo de simulación se ha tratado de mostrar la mejora en materia de estabilidad llevando al vehículo a su límite físico, donde este tipo de control cobra sentido.





**Figura 7.24** Aceleración transversal al vehículo.

Finalmente, para concluir el estudio se muestra a continuación una comparación entre las dos simulaciones realizadas (casos con el controlador activo y desactivado) donde se aprecia el correcto seguimiento del camino para una prueba simple que incluye solamente dos giros de volante. En el caso del reparto equitativo de par habría que realizar varias correcciones extra en el volante para poder seguir dentro de los límites del recorrido. Véase en detalle en la figura 7.25.

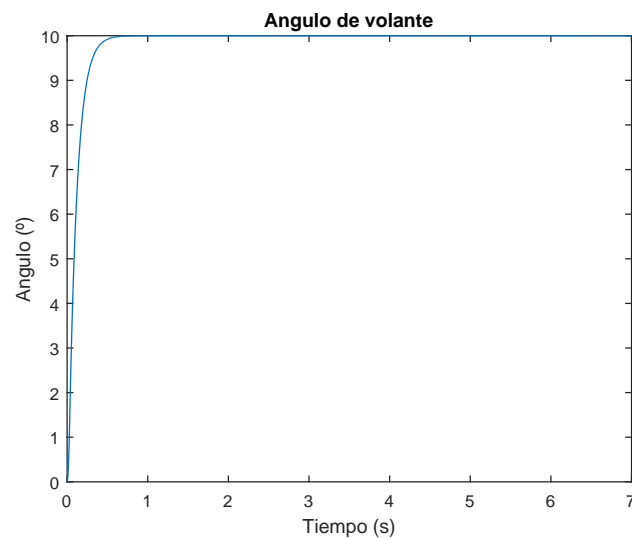


**Figura 7.25** Trayectorias recorridas.

## 7.2 Simulación de controlador proporcional-integral mejorado

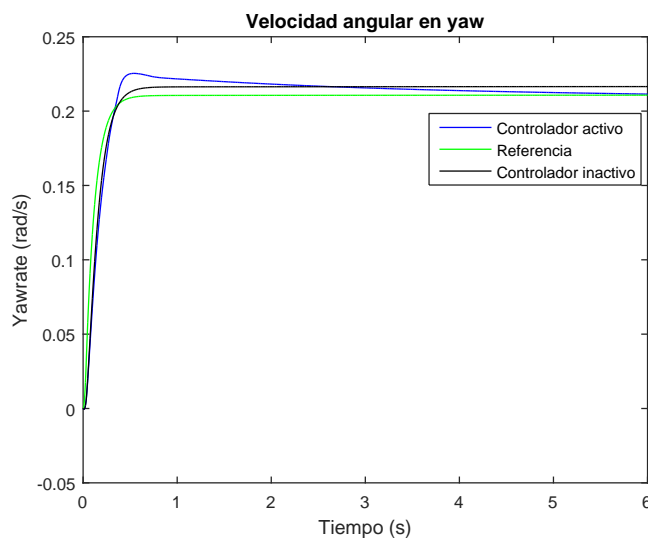
Para comprobar el funcionamiento del controlador PI tras incorporarle la limitación en el par de salida, se ha realizado la prueba de respuesta ante escalón descrita en el capítulo 4. Para completar correctamente la prueba debe realizarse un giro de volante partiendo de una velocidad constante y estable con el fin de conseguir una aceleración lateral entorno a los  $4 \frac{m}{s^2}$ . La respuesta para ambas variables se encuentran en las figuras 7.26 y 7.31 para el ángulo de volante introducido y la aceleración lateral obtenida (comparada con el

caso de un reparto equitativo de par),respectivamente.



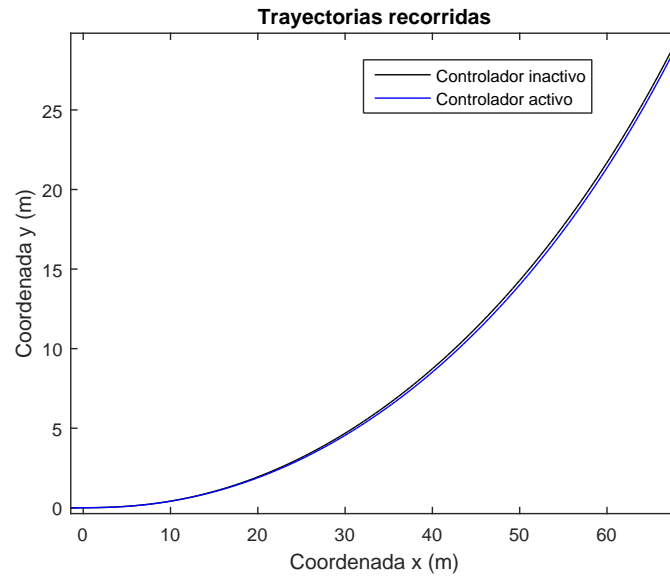
**Figura 7.26** Entrada de volante.

Si ahora analizamos la respuesta obtenida en yawrate, en la figura 7.27 vemos que tras un breve transitorio de un par de segundos se consigue estabilizar al vehículo hacia la referencia impuesta por el conductor al girar el volante, mientras que en el caso de un reparto equitativo existe una tendencia hacia el sobreviraje (representación en negro). Dicha respuesta puede ser ajustada a placer modificando los parámetros del controlador PI convenientemente. En este caso se trata de realizar dicho ajuste de cara a una correcta implementación real.



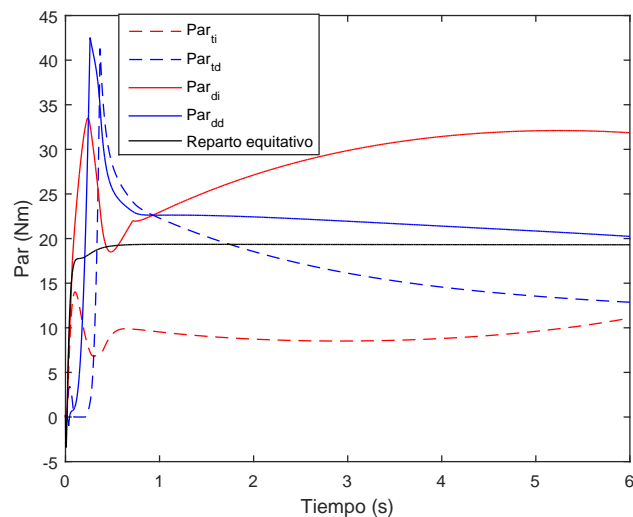
**Figura 7.27** Comparación en velocidad angular de yaw.

Fijándonos bien en la evolución de las trayectorias (figura 7.28), se ve que se sigue el comportamiento esperado: con el reparto equitativo se observa cierta tendencia hacia el sobreviraje formando una curva más cerrada que en el caso del controlador activo, donde prácticamente se sigue la trayectoria buscada.



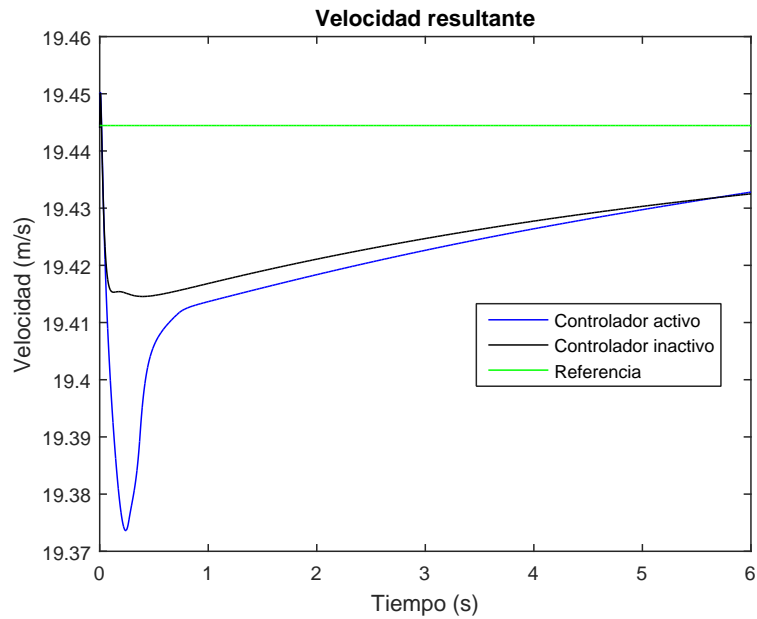
**Figura 7.28** Trayectorias recorridas.

En cuanto a los pares que se han aplicado en ambas pruebas, pueden ser estudiados en la figura 7.29. En negro tenemos el par que se aplicaría a las cuatro ruedas en caso de reparto equitativo; mientras que el resto corresponde a los pares resultantes del uso del control PI más la limitación del par máximo aplicable. Dentro de los primeros segundos de prueba, es decir, cuando se produce el giro de volante, se aprecia una notable corrección en cada rueda, respetando la limitación de par dinámica impuesta. Con dicha combinación de par se está generando un momento de fuerza resultante correctivo en yaw capaz de eliminar el sobreviraje durante la prueba.



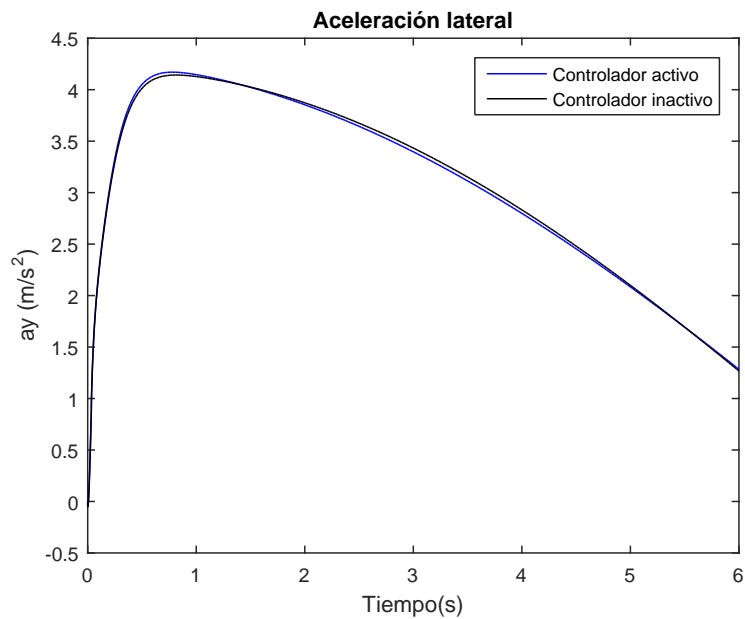
**Figura 7.29** Pares aplicados.

Analizando la velocidad resultante durante el funcionamiento, en la imagen 7.30, se concluye que su valor no se ve afectado considerablemente y que se consigue evolucionar hacia la referencia impuesta por el conductor.



**Figura 7.30** Comparación en cuanto a velocidad resultante.

Finalmente, para la aceleración lateral presentada en ambos casos (figura 7.31), vemos que se ronda el orden de magnitud buscado en esta prueba, donde si se observa en detalle se aprecia una pequeña reducción de su valor cuando el control está activo, durante el transcurso de la prueba.



**Figura 7.31** Comparación en cuanto a aceleración lateral.

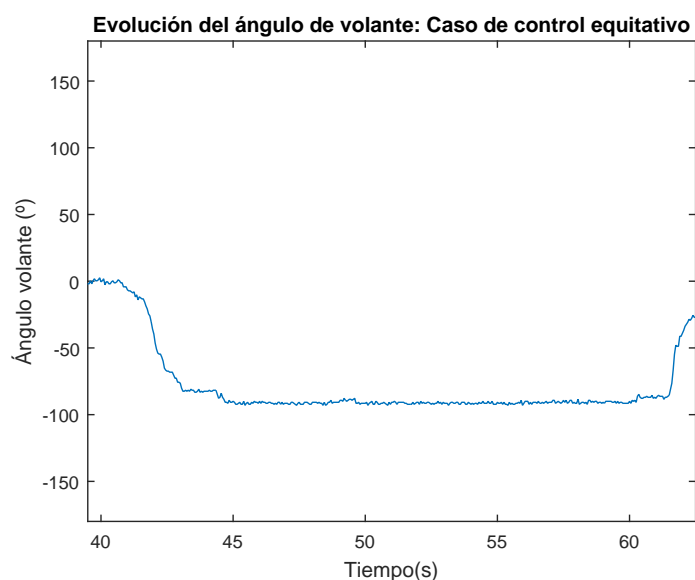
## 7.3 Pruebas reales en el FOX

En esta sección se analizarán los resultados experimentales obtenidos probando los códigos en el coche real, siendo éste el objetivo final de este trabajo.

Dichos datos están compuestos por la información obtenida de los dos controladores tratados para dos pruebas diferentes, ambas explicadas en el capítulo 4: una prueba de aceleración más un giro a la izquierda y otra prueba denominada como Skidpad, que consiste en realizar un "ocho" con el vehículo. Los resultados para ambos controladores serán comparados respecto a un caso con reparto de par equitativo.

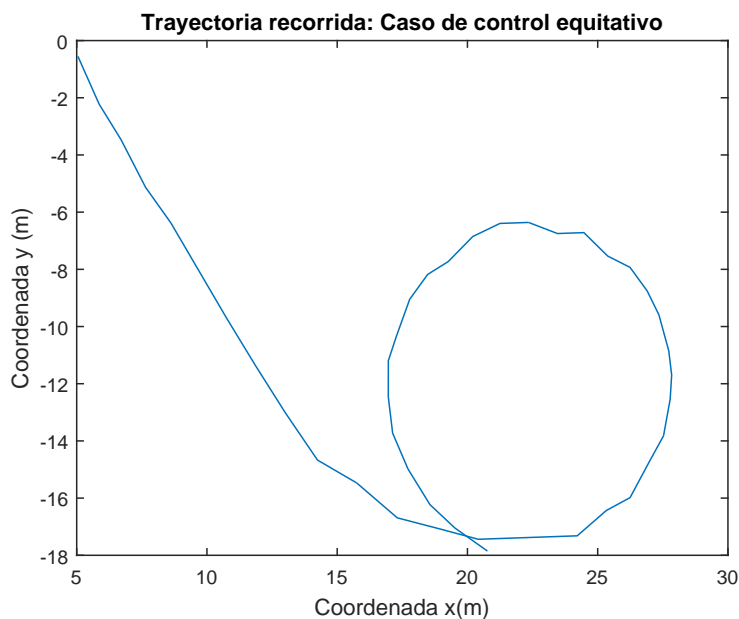
### 7.3.1 Giro a la izquierda, usando control equitativo

Para empezar se muestran lo obtenido para el caso de un control equitativo de par, que servirá de base para comparar con el resto de estrategias de control. Particularmente en este subapartado se estudia la prueba consistente en realizar un giro a la izquierda con una velocidad determinada (aproximadamente  $20 \text{ km/h}$ ) y con un ángulo de volante constante durante toda la prueba.



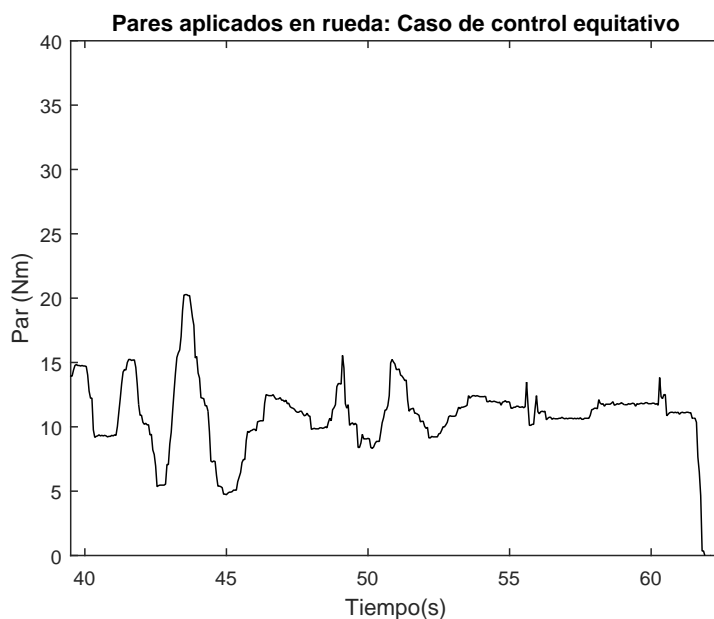
**Figura 7.32** Ángulo de volante en giro a la izquierda, para un control equitativo.

Dicho ángulo de volante introducido se muestra en la figura 7.32, mantenido para obtener la trayectoria presentada en la imagen 7.33. Todas las trayectorias son calculadas por el GPS instalado en el coche, que aunque no obtenga una estimación fina de la posición, sirve para obtener información orientativa.



**Figura 7.33** Trayectoria recorrida, usando control equitativo.

Si ahora nos fijamos en las figuras 7.34, 7.35 y 7.36 se puede deducir, observando las dos primeras, que aunque se consiga seguir la trayectoria, el conductor debe realizar multitud de intervenciones en el acelerador para tratar de mantener una velocidad constante para este tipo de trazada. Viendo la tercera figura destacada (evolución de yawrate), se aprecia que sin aplicar par vectorizado el vehículo aproxima la situación deseada de giro pero presentando múltiples tramos de sobreviraje (yawrate deseado menor que el presentado por el vehículo) con un error apreciable, que tratará de ser reducido usando un reparto de par conveniente.



**Figura 7.34** Reparto de par en cada rueda, para el control equitativo.

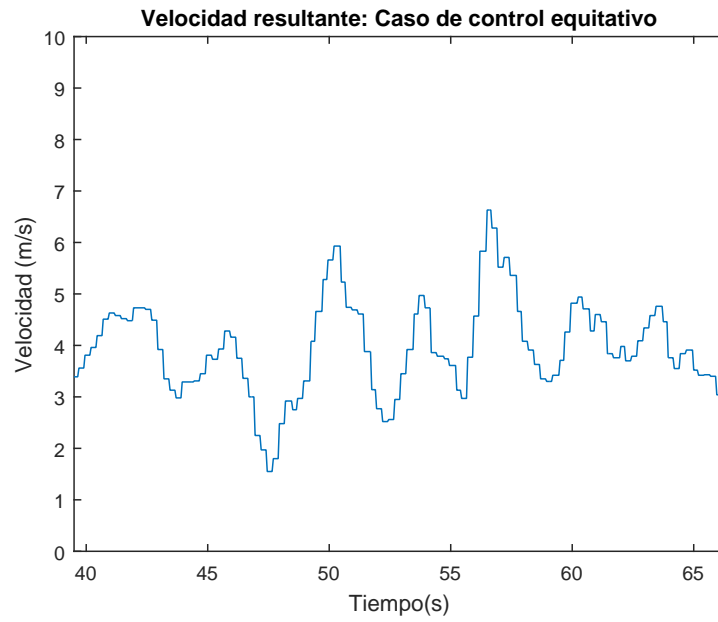


Figura 7.35 Velocidad resultante presentada.

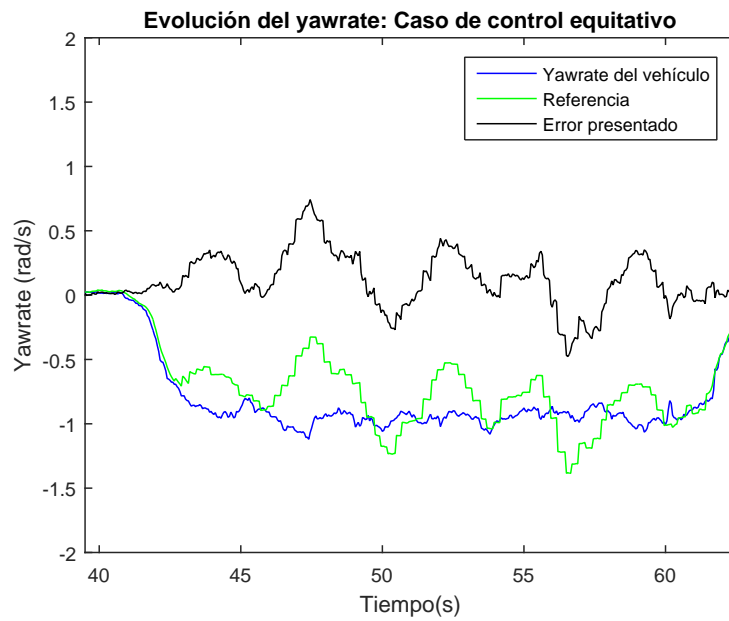
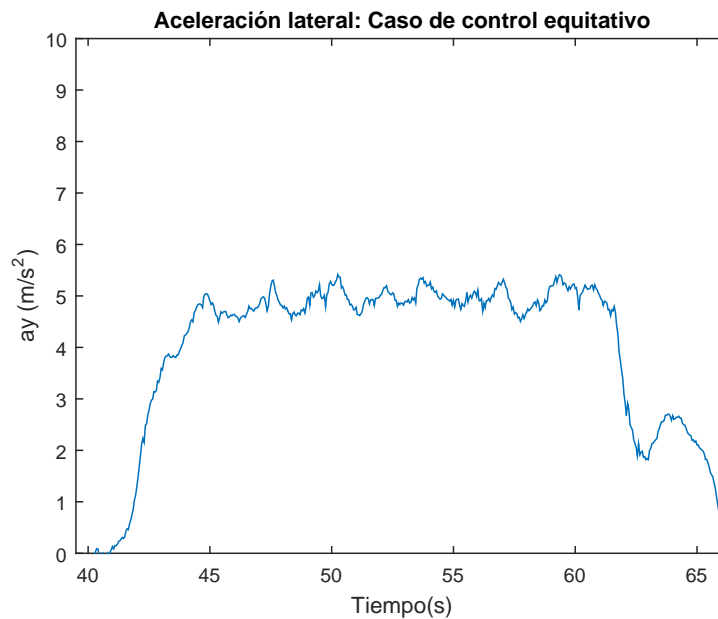


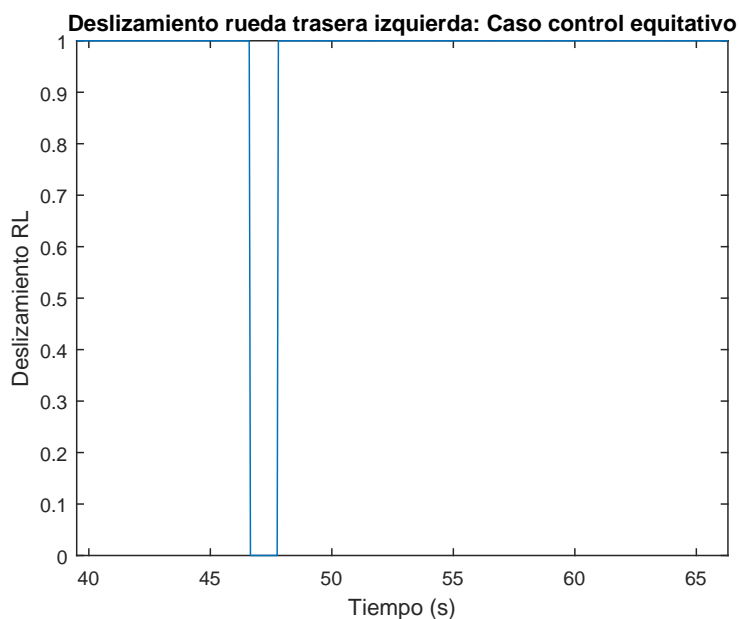
Figura 7.36 Yawrate obtenido.

Respecto a la aceleración lateral recogida en la imagen 7.37, tenemos un valor elevado durante la prueba (rondando los  $5m/s^2$ ), debido a que se trata de un giro muy cerrado a una velocidad notable que ronda los 25  $km/h$ . Se tratará de reducir el valor de dicha variable para conseguir una conducción más segura.



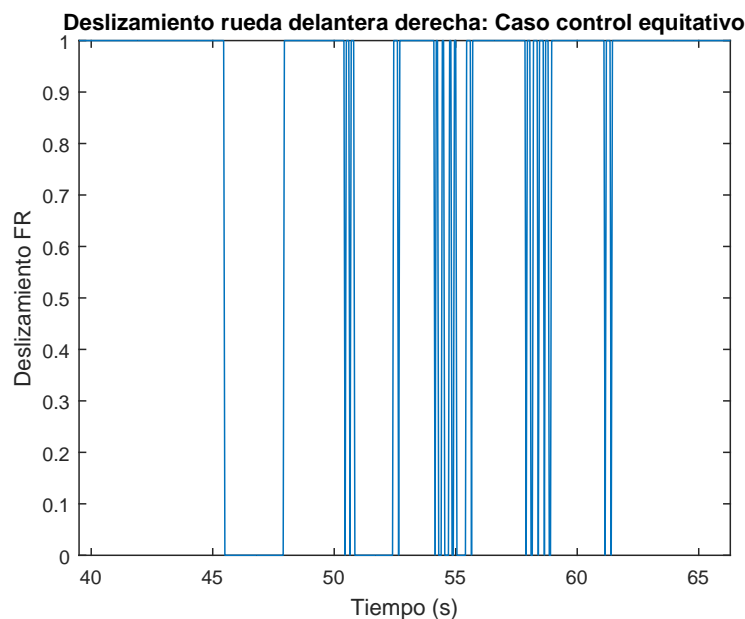
**Figura 7.37** Aceleración lateral presentada.

Analizando los deslizamientos en las ruedas, en este caso para las ruedas delantera derecha y trasera izquierda, se concluye que nos encontramos ante una situación donde el reparto no está siendo óptimo: ambos deslizamientos (en las figuras 7.38 y 7.39) se encuentran entorno a la unidad, esto es debido a que se está aplicando par sin supervisar que todo ese par se esté empleando para hacer avanzar al vehículo en lugar de hacer girar a la rueda. El control en deslizamiento que se utilizará a continuación tendrá en cuenta esta cuestión, para llevar a cabo un reparto más adecuado.



**Figura 7.38** Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda.





**Figura 7.39** Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha.

### 7.3.2 Prueba Skidpad, usando control equitativo

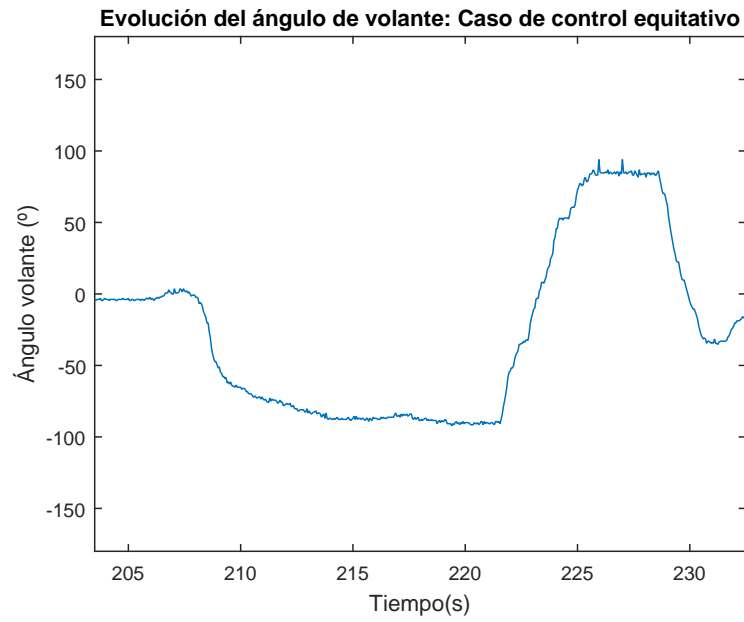
En el transcurso de la prueba Skidpad, que ha sido realizada según las siguientes pautas:

1. El coche se sitúa en la zona intermedia, en reposo.
2. A continuación se acelera hasta alcanzar la velocidad objetivo (aproximadamente  $20 \text{ km/h}$ ) y se gira primero hacia la izquierda, realizando dos vueltas en el lado izquierdo.
3. Tras completar las etapas en el semicírculo izquierdo, se realiza un giro brusco en la intersección hacia la derecha para completar con un último giro en el lado derecho.

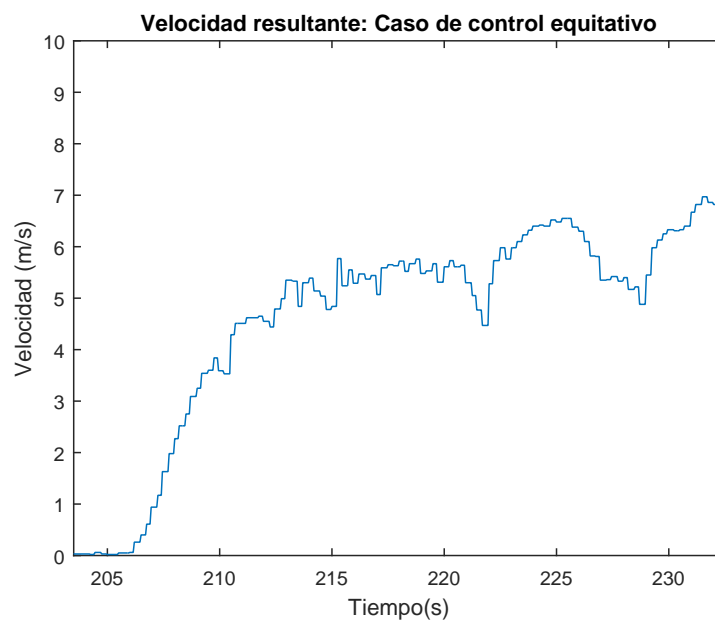
En los resultados mostrados a continuación, se tiene un comportamiento del vehículo similar al caso anterior, donde la respuesta es mejorable.

Para la evolución del volante presentada en la figura 7.40, tenemos primero el giro hacia la izquierda, y tras completar los dos giros en la izquierda iniciales, a los 15s aproximadamente, se gira a la derecha para completar el giro final en el lado derecho.

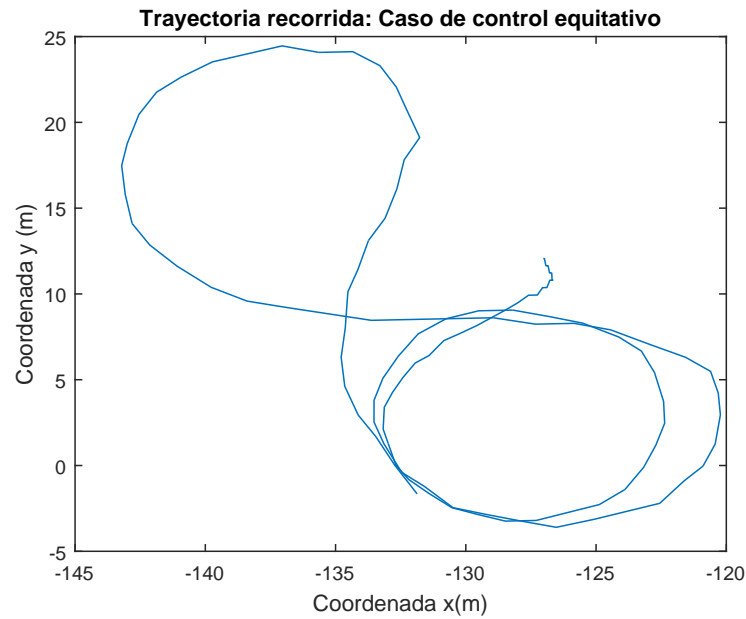
La velocidad obtenida y la trayectoria realizada están en las figuras 7.41 y 7.42, respectivamente. En la trayectoria obtenida mediante el GPS instalado, se aprecia bien que en el lado derecho (zona inferior en la imagen) hay cierta tendencia al subviraje, que puede ser confirmado por la dinámica de la velocidad angular presentada en la figura 7.43, donde la velocidad angular del coche para ambos giros tiende a ser menor que la demandada por el conductor.



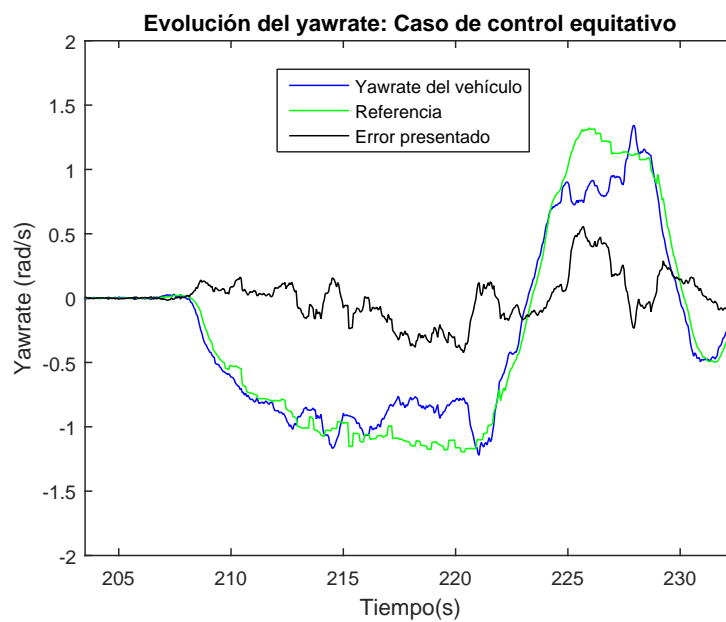
**Figura 7.40** Ángulo de volante en la prueba Skidpad, para un control equitativo.



**Figura 7.41** Velocidad resultante.

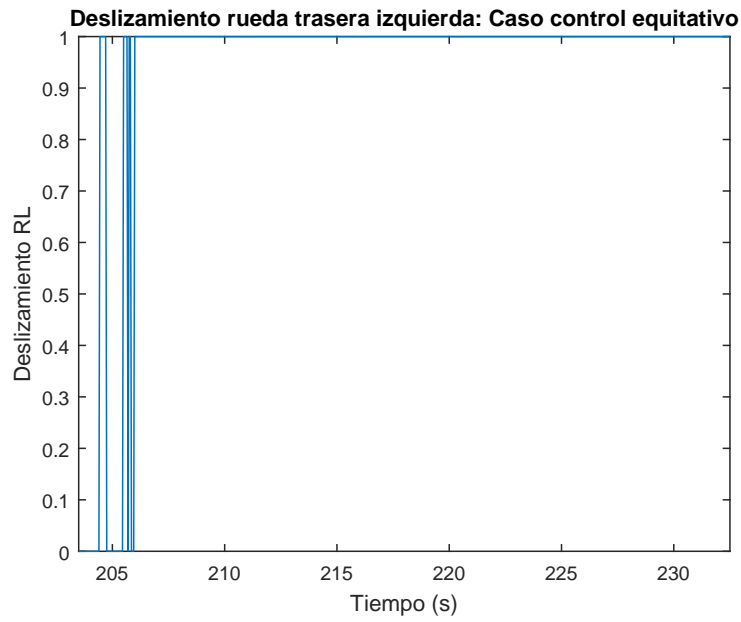


**Figura 7.42** Trayectoria recorrida, usando control equitativo.

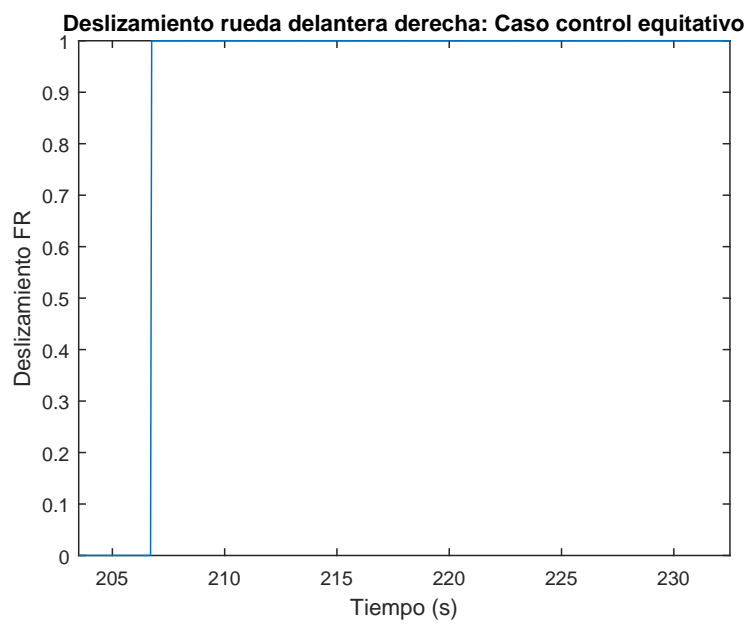


**Figura 7.43** Yawrate obtenido en la prueba Skidpad.

Como ocurría que en el giro a la izquierda, los deslizamientos no están siendo objetivo de control, por lo que presentan valores altos, donde hay una gran diferencia entre la velocidad angular de la ruedas y la velocidad lineal de éstas (ver figuras 7.44 y 7.45).

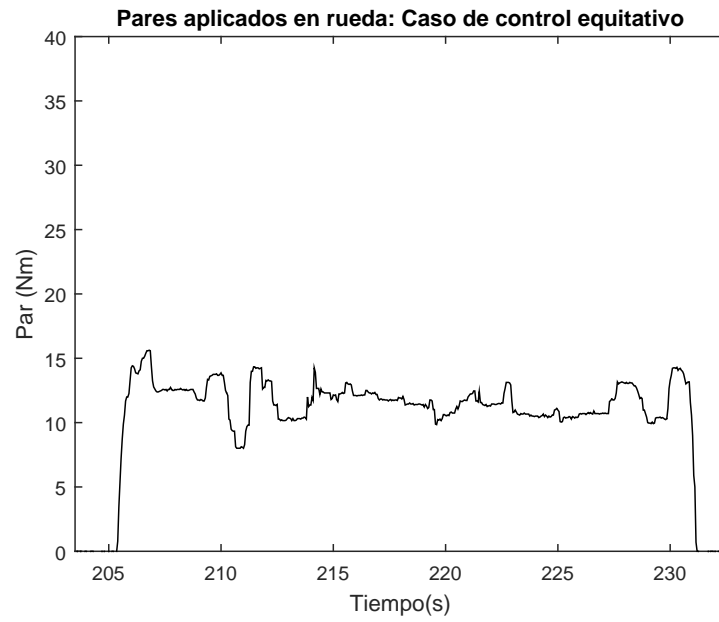


**Figura 7.44** Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda.

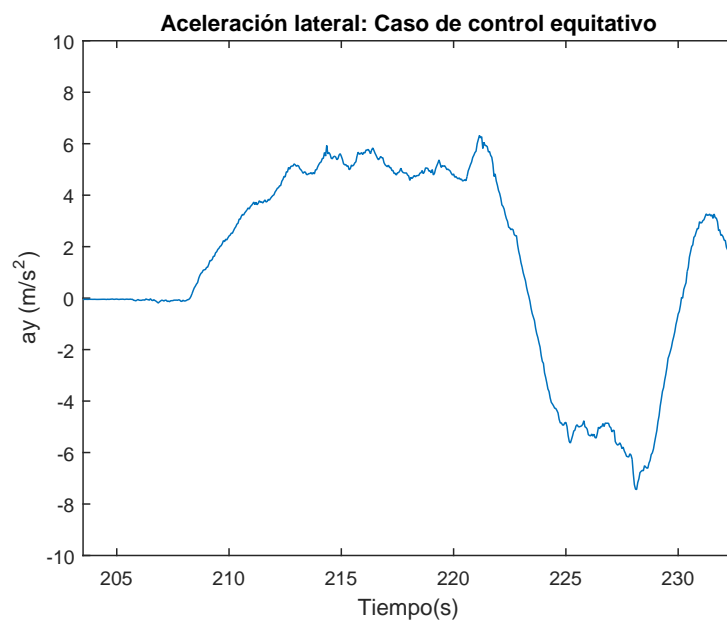


**Figura 7.45** Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha.

Por último se muestra el par aplicado en cada rueda (el mismo para las cuatro ruedas también en esta prueba) y la aceleración lateral (también elevada, rondando los  $5m/s^2$ ) en las figuras 7.46 y 7.47.



**Figura 7.46** Reparto de par en cada rueda, para el control equitativo.



**Figura 7.47** Aceleración lateral presentada en la prueba Skidpad.

### 7.3.3 Giro a la izquierda, realizada con el controlador basado en ganancias

Una vez presentada la dinámica que se obtiene con el control más básico, enviando el mismo valor de par a cada rueda, se van a estudiar el primer controlador diseñado, el controlador de la velocidad angular en yaw y del deslizamiento en rueda basado en ganancias correctivas. Los parámetros para el controlador durante estas pruebas son:

1.  $K_{traccion} = 0.1$ .

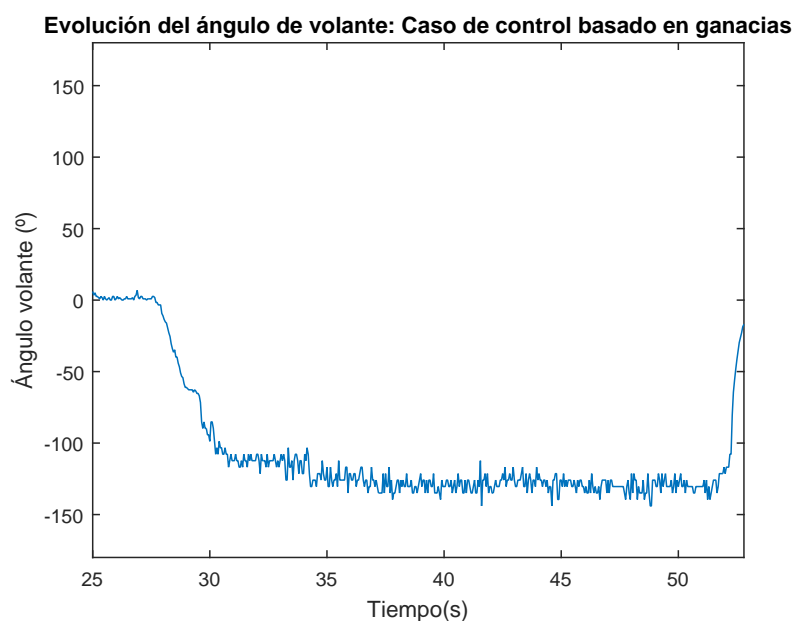
2.  $K_{estabilidad} = 6$ .

3.  $K_d = 4$ .

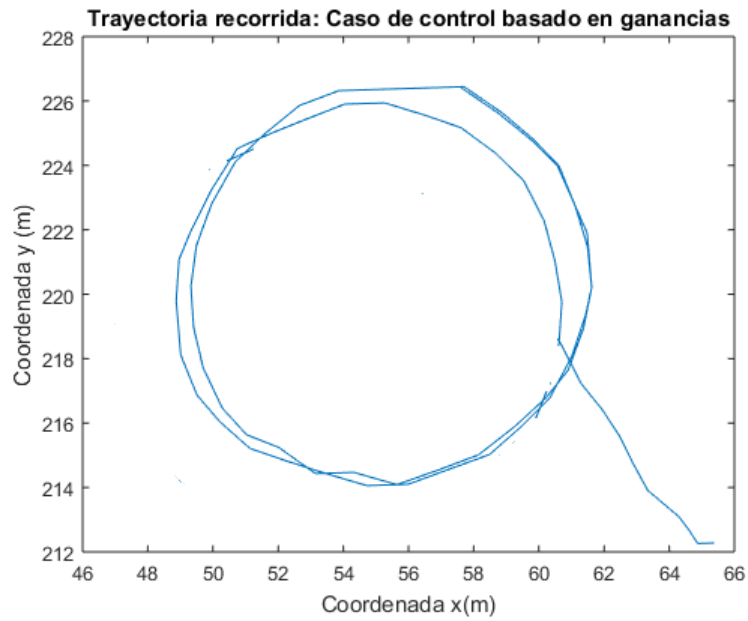
siendo éstos el valor para regular el nivel de tracción, la constante correctora del yawrate y la constante reguladora del deslizamiento en rueda, respectivamente.

Respecto a las condiciones impuestas por el conductor, se busca el mismo objetivo que antes; un giro constante de volante durante toda la prueba (aproximadamente  $110^\circ$  para conseguir un círculo de 15m) y una referencia de velocidad alrededor de los  $5,5 \text{ m/s}$ . Ambas consignas se encuentran en las figuras 7.48 y 7.51.

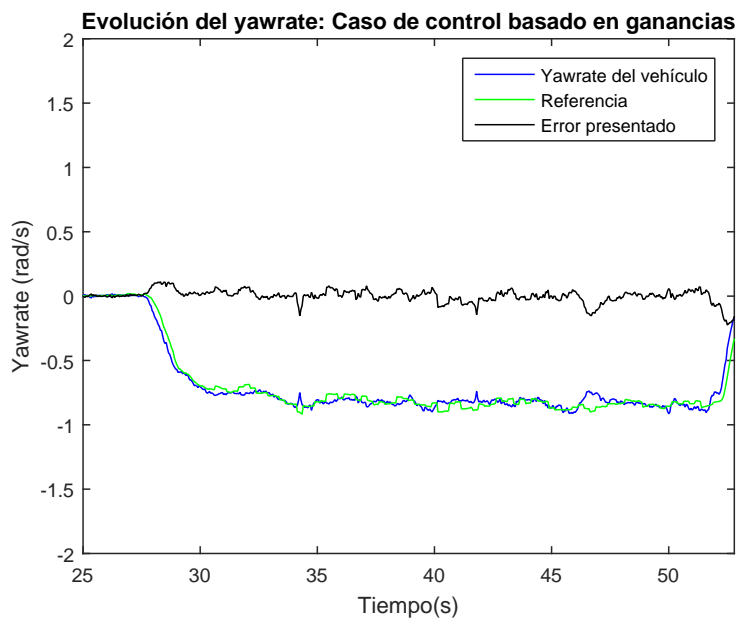
En 7.49, tenemos la trayectoria descrita, según el GPS de abordó, mostrando la hipotética situación de emergencia describiendo un giro cerrado. Observando ahora la velocidad angular en yaw (figura 7.50), se tiene que para una prueba de características similares a la presentada para el control equitativo, se consigue reducir el error presentado y por tanto seguir de forma más fiel las demandas del conductor durante el giro. Compare dicha gráfica con la obtenida en 7.36.



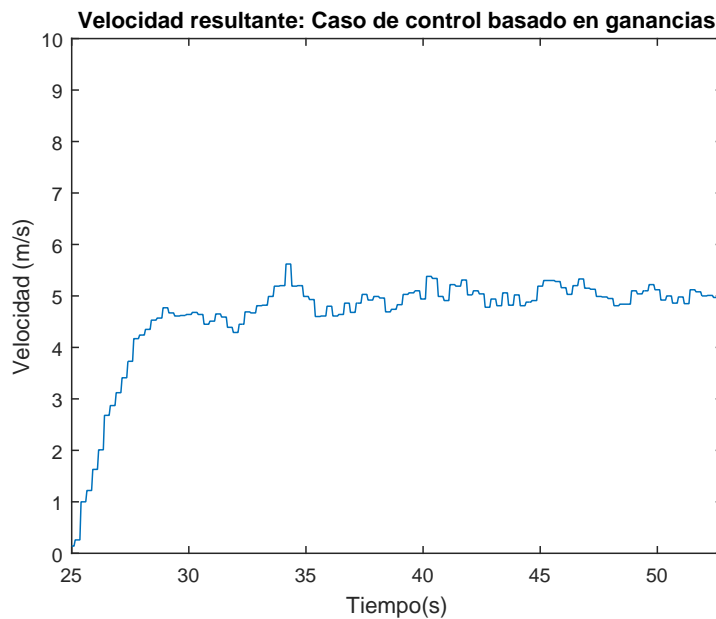
**Figura 7.48** Ángulo de volante en giro a la izquierda, para el controlador basado en ganancias.



**Figura 7.49** Trayectoria recorrida.



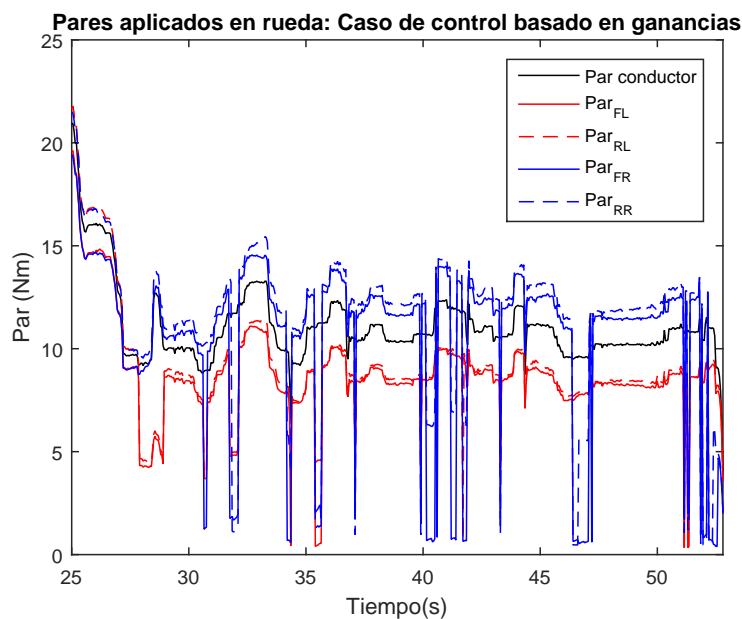
**Figura 7.50** Yawrate obtenido para el controlador basado en ganancias.



**Figura 7.51** Velocidad resultante mediante el controlador basado en ganancias.

Además, para controlar el deslizamiento de cada rueda, siendo ésta la otra variable interesante para conseguir un reparto más efectivo y eficiente, el control ha sido configurado para estas pruebas con la idea de reducir el deslizamiento mediante el factor correctivo  $K_d$  sobre la ganancia  $K_{estabilidad}$  de cada rueda, tal y como se explicó en el capítulo 5. Dicho parámetro  $K_d$  puede ser incrementado o decrementado para conseguir un control de deslizamiento más o menos destacado, así como el umbral de disparo, fijado alrededor de 0.2 para estas pruebas (siendo esta la región donde se consigue mayor adherencia controlando el deslizamiento).

El par en cada rueda se muestra en 7.52, donde para cada rueda se asigna un par único según nivel de tracción dado por las fuerzas verticales, el error en yawrate y por último éste es reducido eventualmente si la rueda supera un deslizamiento longitudinal superior a 0.2.

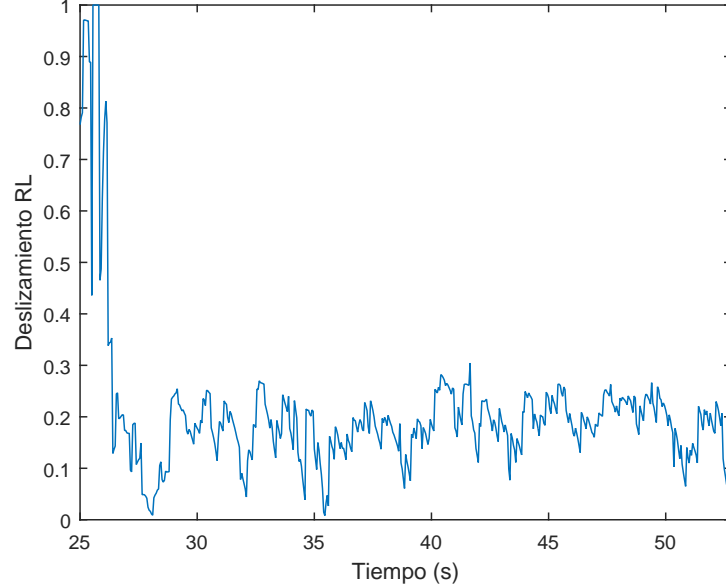


**Figura 7.52** Reparto de par realizado por el controlador, junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda.



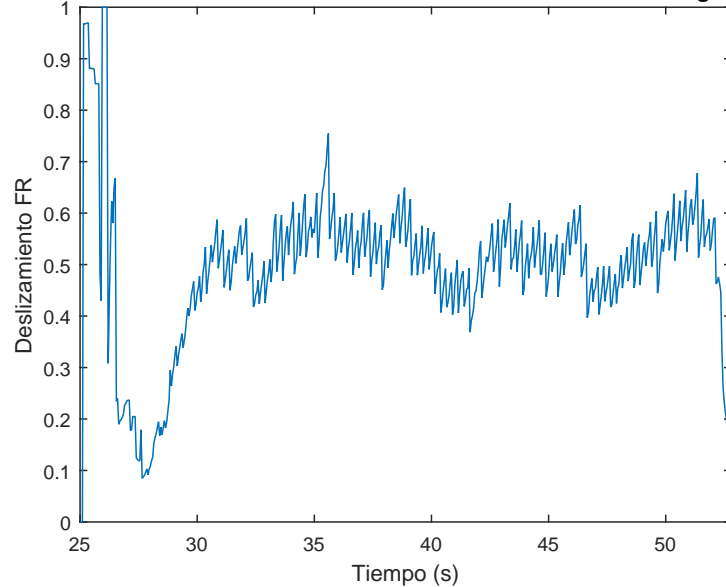
La mejoría obtenida en los deslizamientos de las ruedas se puede apreciar en las figuras 7.53 y 7.54 para el neumático trasero izquierdo y delantero derecho, respectivamente. En el primer caso el deslizamiento es reducido a un nivel alrededor de 0.2 mientras que en el segundo a 0.5; se presenta por tanto un mayor aprovechamiento del par aplicado a nivel local en cada rueda, respecto al caso inicial presentado en 7.38 y 7.39. Para reducir en mayor medida el deslizamiento en la rueda delantera, se propone usar un valor de la constante reguladora  $K_d$  mayor en esta rueda.

**Deslizamiento rueda trasera izquierda: Caso control basado en ganancias**



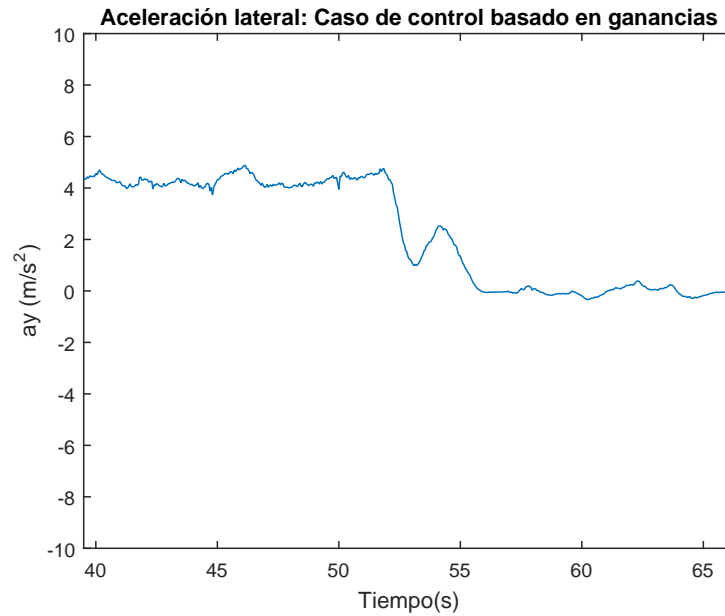
**Figura 7.53** Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda.

**Deslizamiento rueda delantera derecha: Caso control basado en ganancias**



**Figura 7.54** Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha.

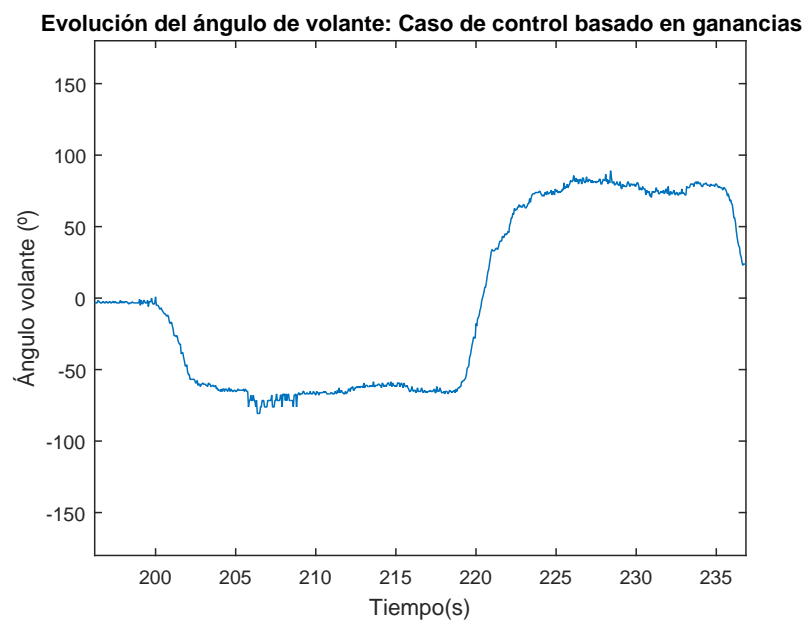
Otro hecho destacable es la obtención de una aceleración lateral más reducida, beneficiando a la seguridad y confort abordado del vehículo (figura 7.55).



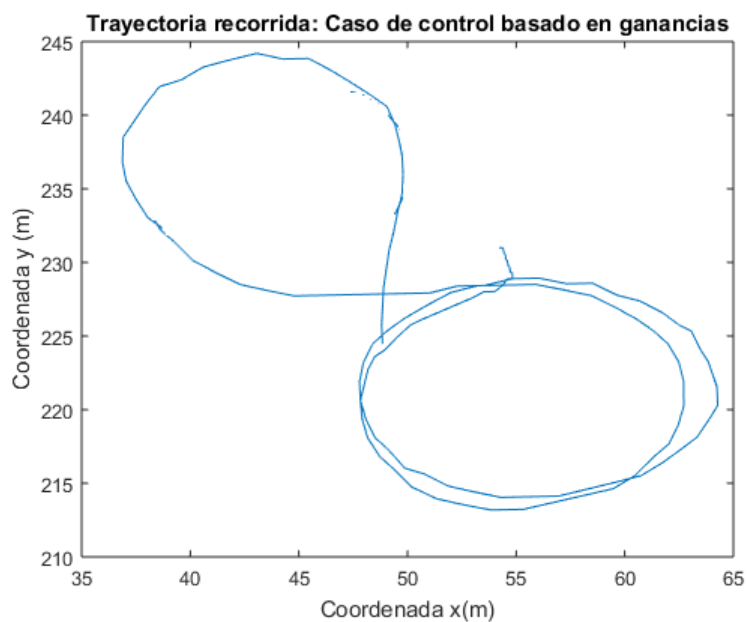
**Figura 7.55** Aceleración lateral presentada.

#### 7.3.4 Prueba Skidpad, realizada con el controlador basado en ganancias

Para la prueba Skidpad, se procede igual que en el caso de control equitativo, se aplica un giro de volante hacia la izquierda completando dos vueltas al semicírculo izquierdo y posteriormente un giro en el lado derecho. Observe las figuras 7.56, 7.57, 7.59 que muestran el ángulo de volante, la trayectoria descrita (en este caso más ajustada que usando el control equitativo, en 7.42) y la velocidad durante el test.

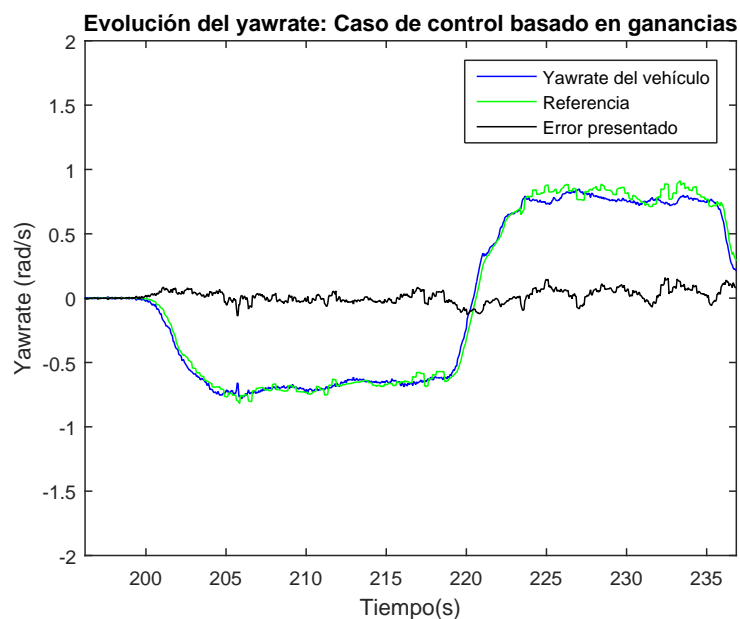


**Figura 7.56** Ángulo de volante en la prueba Skidpad, usando el controlador basado en ganancias.

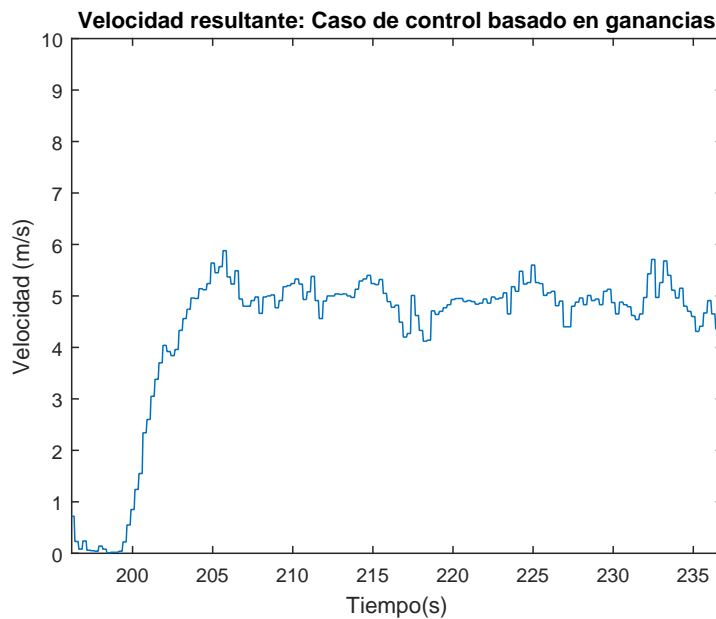


**Figura 7.57** Trayectoria recorrida, con el controlador basado en ganancias.

Analizando la respuesta obtenida a continuación para el yawrate del FOX (en 7.58) se informa de un seguimiento más adecuado de la velocidad angular demandada por el conductor, reduciendo el error en yawrate a valores inferiores al umbral de actuación, fijado en  $0.1 \text{ rad/s}$  para evitar correcciones indeseadas cuando el error calculado es muy pequeño. El comportamiento de esta variable ha sido regulado solventando el problema de subviraje mostrado en 7.43: en este caso el coche gira más y de forma más intuitiva para el conductor.



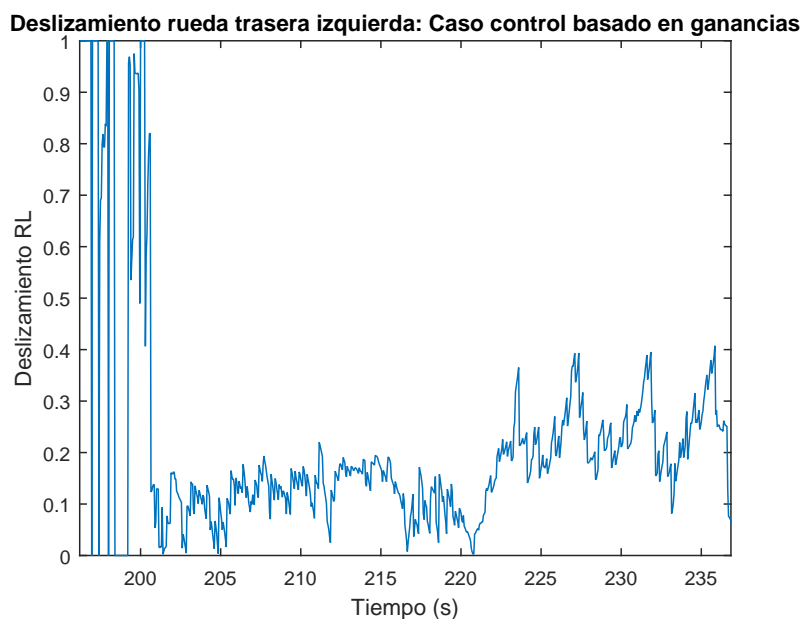
**Figura 7.58** Yawrate obtenido en la prueba Skidpad, control mediante ganancias.



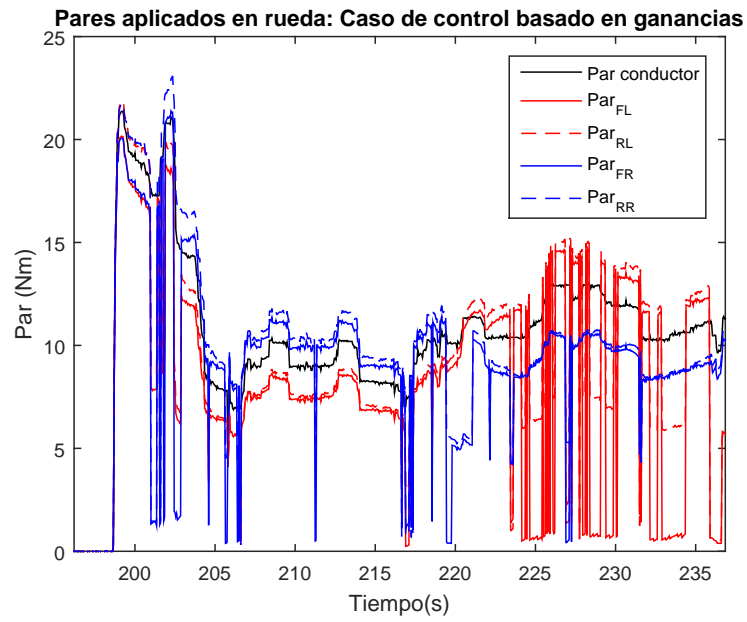
**Figura 7.59** Velocidad resultante.

En las gráficas 7.60 y 7.62 tenemos la reducción de los deslizamientos en rueda obtenida desde el inicio de la prueba (partiendo desde el reposo). Recordemos que este control auxiliar actúa reduciendo la ganancia de estabilidad de la rueda  $K_{estabilidad}$  mediante un factor correctivo  $K_d$  multiplicado por el valor a corregir de deslizamiento, actuando únicamente si se supera el umbral de actuación (0.2 en estas pruebas).

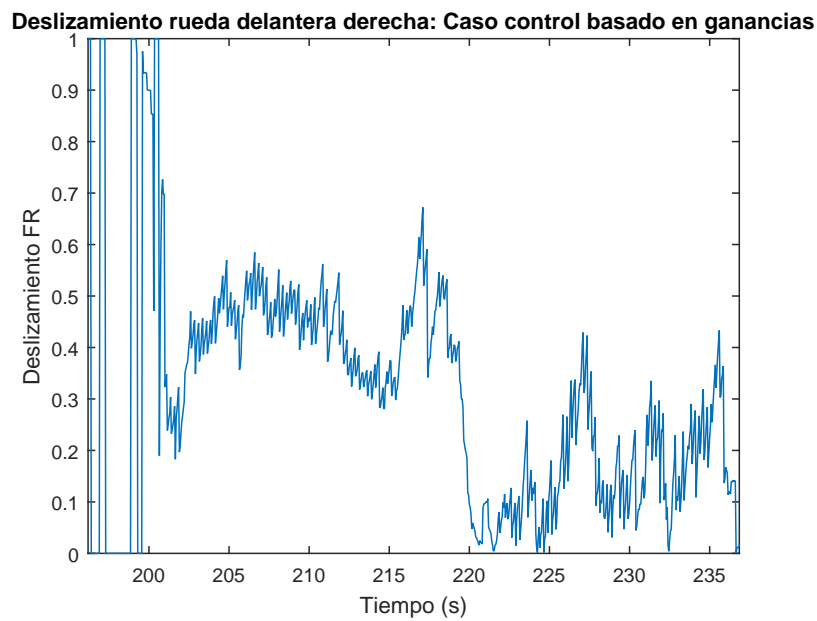
En ambas ruedas se puede ver como se consigue reducir considerablemente el deslizamiento, en comparación con el caso de control equitativo donde éste rozaba el valor unidad en cada rueda. Por otro lado se muestra la evolución del par aplicado en cada rueda en 7.61, invirtiendo la actuación según el sentido de giro y actuando de forma restrictiva cuando el deslizamiento es muy elevado, y finalmente la aceleración lateral en 7.63.



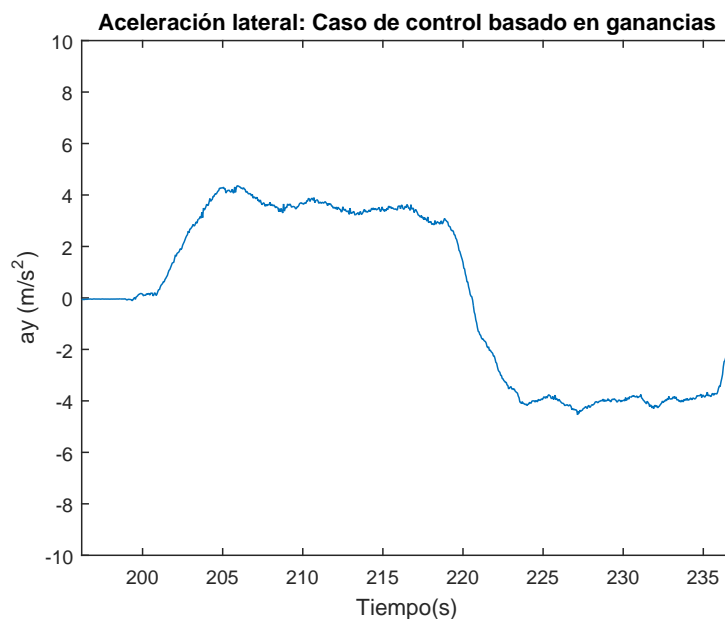
**Figura 7.60** Deslizamiento presentado en la rueda trasera izquierda.



**Figura 7.61** Reparto de par realizado por el controlador, junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda durante la prueba Skidpad.



**Figura 7.62** Deslizamiento presentado en la rueda delantera derecha.

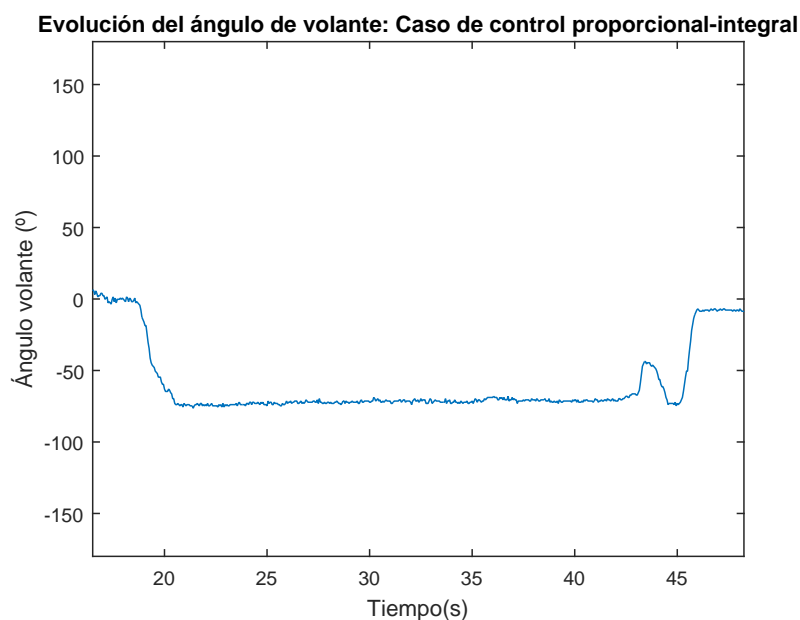


**Figura 7.63** Aceleración lateral durante la prueba Skidpad.

### 7.3.5 Giro a la izquierda, usando control proporcional integral

El otro controlador estudiado en el FOX es un control proporcional-integral sobre el yawrate del vehículo al que se le ha incluido una nueva funcionalidad para limitar el par si se supera el máximo transmisible en ese momento (véase el capítulo 6).

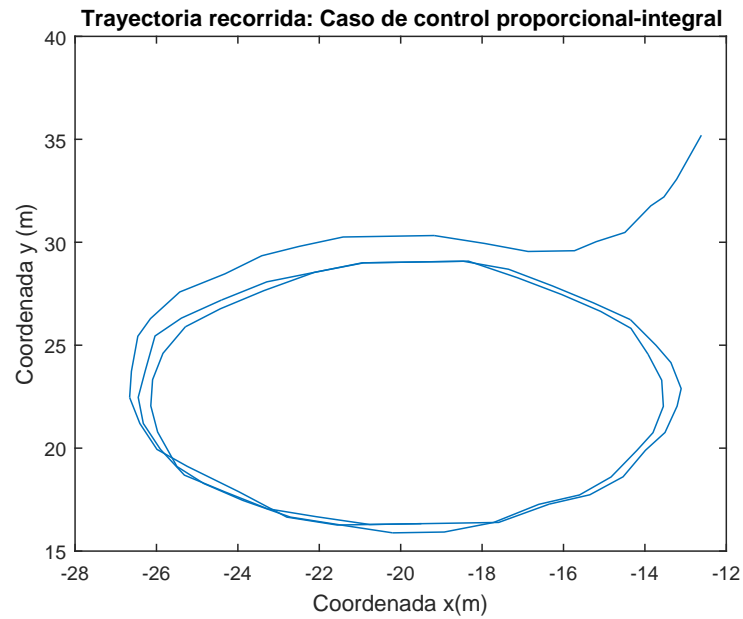
Se prueba el algoritmo para una ganancia  $K_p = 1$  y un tiempo integral  $T_i = 0.2$ , junto con el modelo de Burckhardt para asfalto seco y procediendo de la misma manera que para las otras pruebas de giro a la izquierda, con la referencia fija de volante y controlando la velocidad.



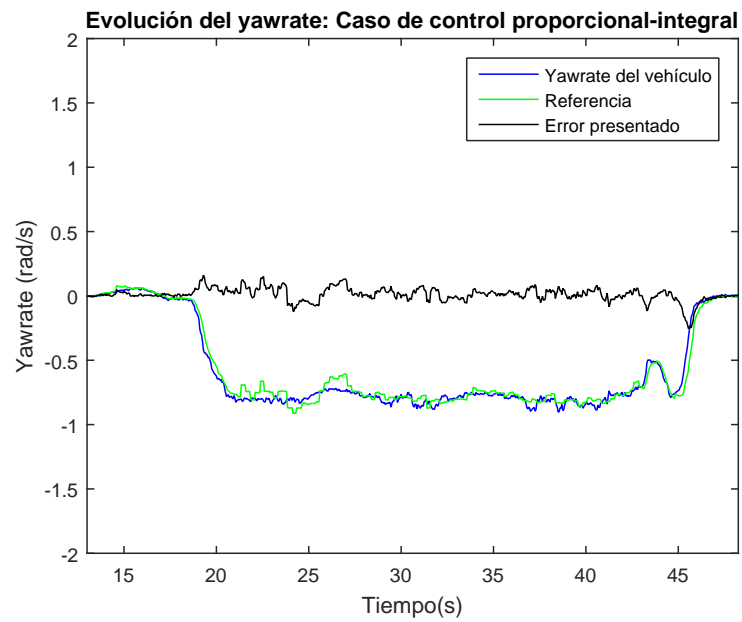
**Figura 7.64** Ángulo de volante en giro a la izquierda, para el controlador proporcional integral mejorado.

En la representación 7.65 se ve como se genera un giro estacionario mantenido con efectividad, tal y como demanda el conductor. Comprobando la velocidad angular (yawrate, en 7.66) puede ver que se cumple el

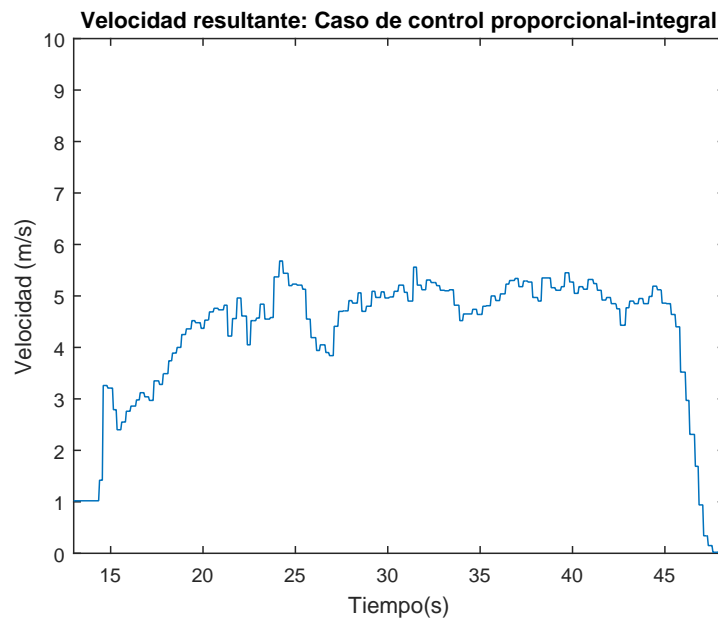
objetivo de control, alcanzando la referencia tal y como se analizó en el modelo SimMechanics para esta prueba.



**Figura 7.65** Trayectoria recorrida.

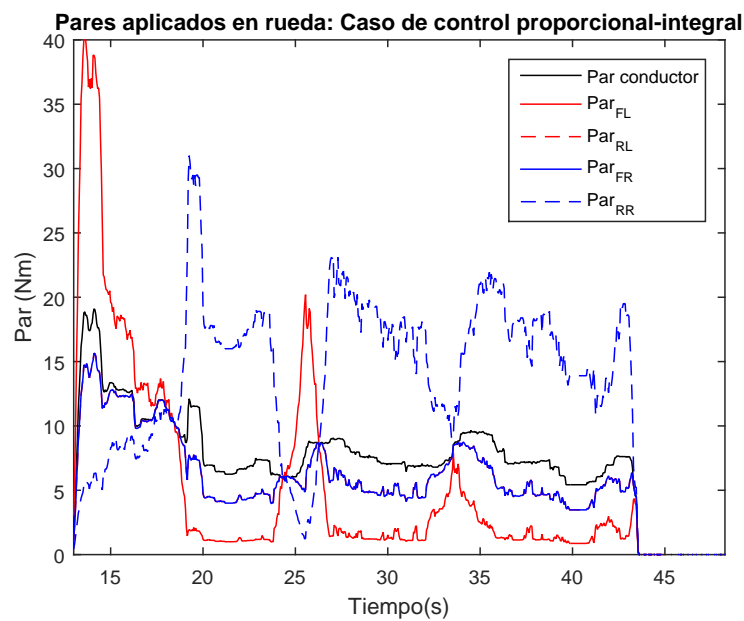


**Figura 7.66** Yawrate recogido para el controlador proporcional integral.



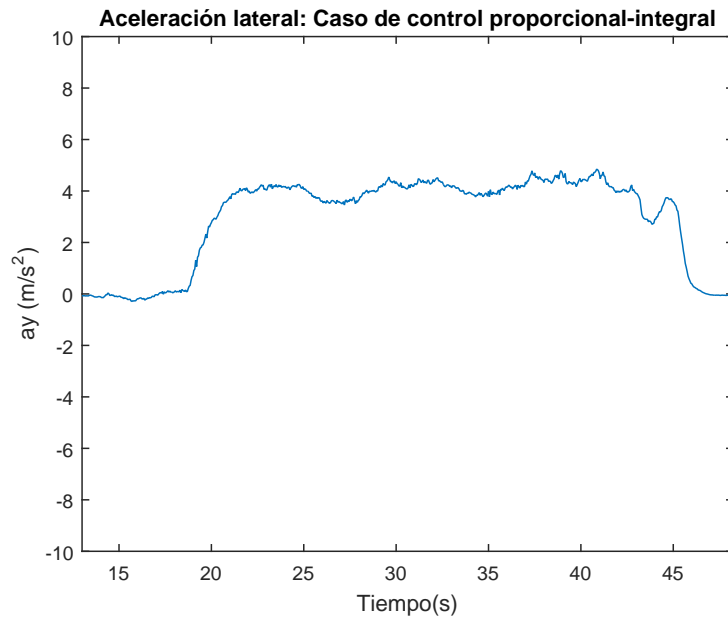
**Figura 7.67** Velocidad resultante del FOX.

Dicho control se ha conseguido repartiendo el par tal y como se muestra en las ecuaciones desde 6.1 a 6.5, que incluyen la forma distribuir el par hasta la expresión 6.4 y la ecuación 6.5 se utiliza tras calcular los pares para comprobar que no se está superando el límite estimado referente a las fuerza de rozamiento longitudinal máxima aplicable. La combinación de todo ello se materializa en la figura 7.68.



**Figura 7.68** Reparto de par realizado por el controlador, junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda.



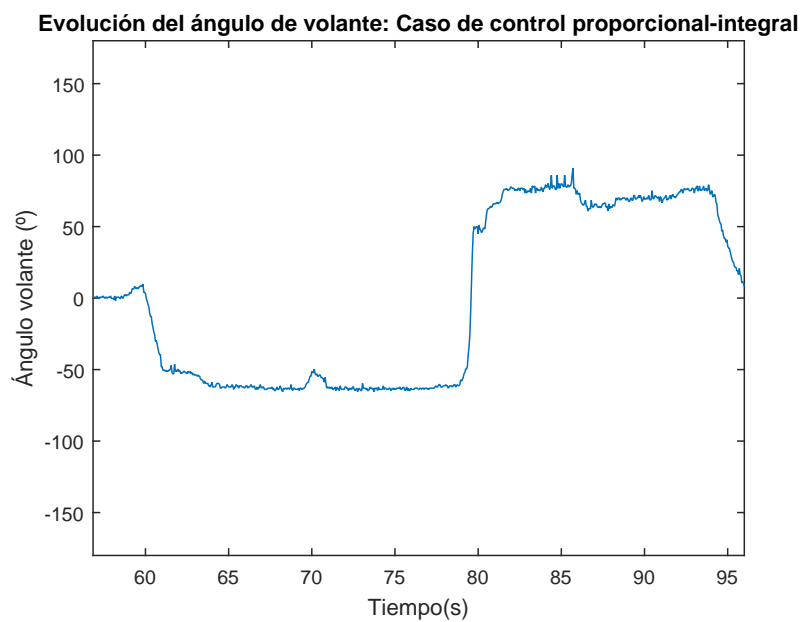


**Figura 7.69** Aceleración lateral.

### 7.3.6 Prueba Skidpad, usando control proporcional integral

Para terminar este capítulo, en las siguientes gráficas se presentan los resultados para la prueba Skidpad, para el mismo controlador.

Ejecutando la prueba tal y como se ha especificado en otras secciones, se obtiene la trayectoria presente en la figura 7.71, el estudio sobre el yawrate controlado en 7.72 y otras representaciones destacables como son los pares aplicados (en 7.74) y la aceleración lateral (en 7.75).



**Figura 7.70** Ángulo de volante en la prueba Skidpad.

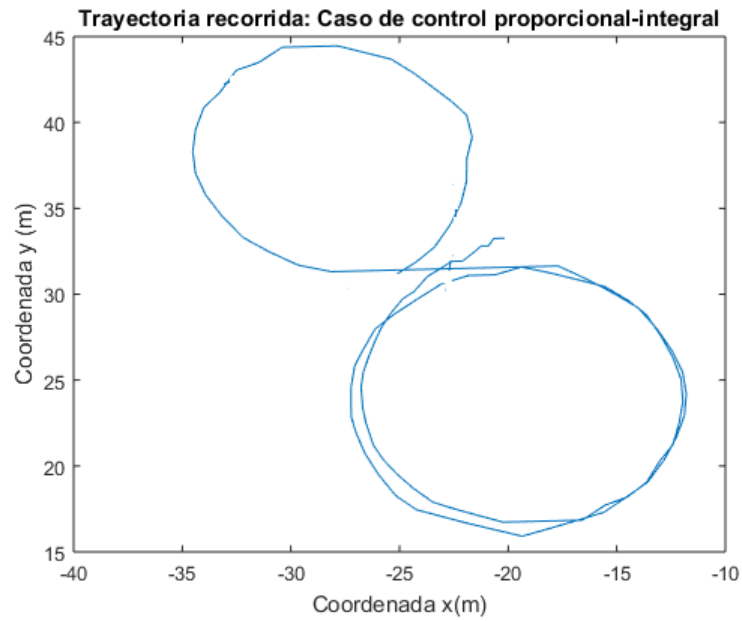


Figura 7.71 Trayectoria recorrida, con el controlador proporcional integral.

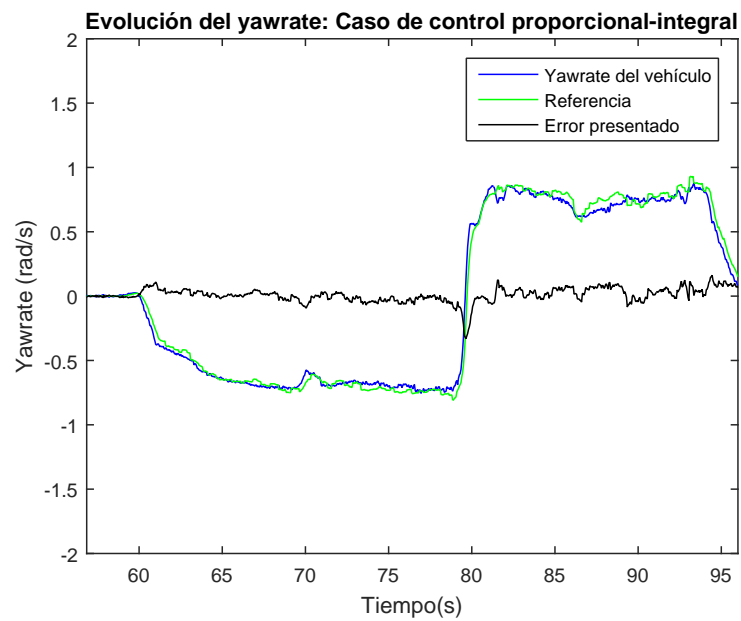
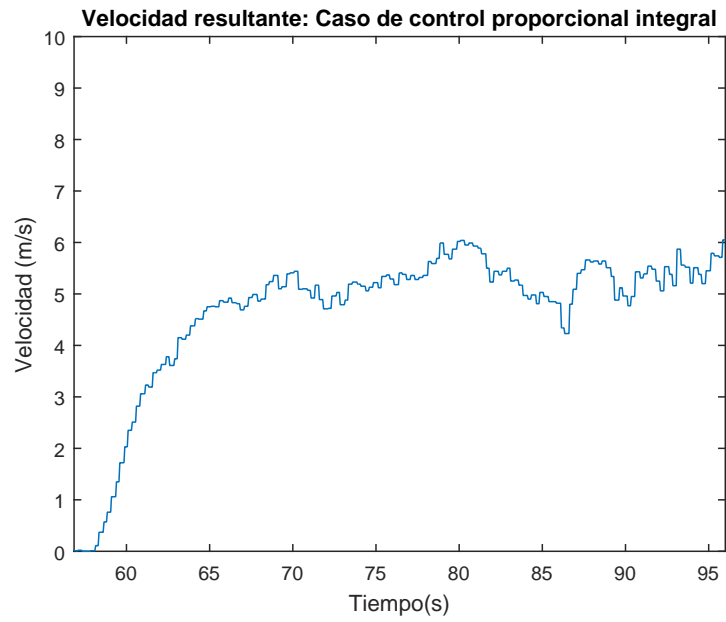
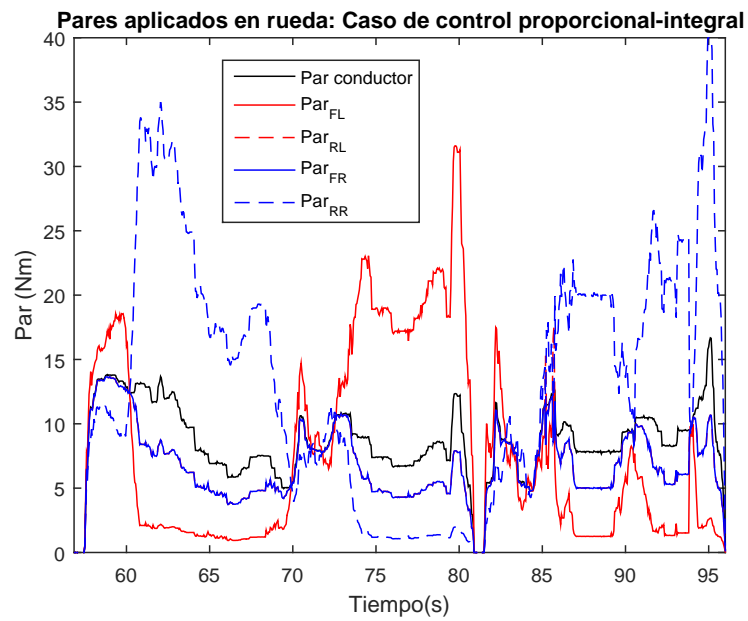


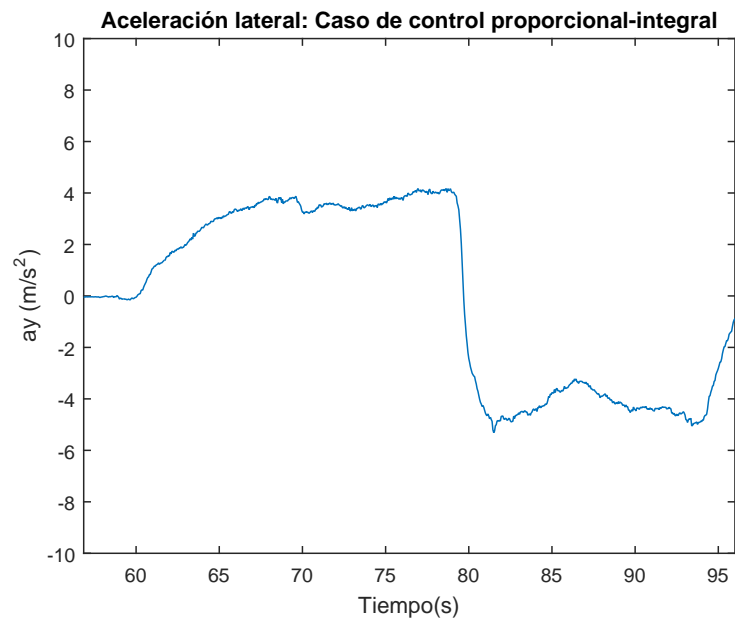
Figura 7.72 Yawrate obtenido en la prueba Skidpad, control proporcional integral.



**Figura 7.73** Velocidad resultante.



**Figura 7.74** Reparto de par realizado por el controlador, junto con el par demandado por el conductor, para cada rueda durante la prueba Skidpad.



**Figura 7.75** Aceleración lateral durante la prueba Skidpad.

## 8 Adaptación de código para QNX

Para poder implementar satisfactoriamente los controladores en el vehículo FOX, es necesario traducir toda la lógica de control al sistema operativo de tiempo real QNX.

Para el controlador basado en ganancias se ha dejado listo para ejecutar el siguiente código en la memoria de la ECU; en él primero se calculan las referencias de control, como son el yawrate, los deslizamientos y las fuerzas verticales en cada rueda (mediante los dos métodos desarrollados), usando los filtrados necesarios. Seguidamente se calculan las ganancias explicadas en el capítulo 5, se usa el control por histéresis diseñado para controlar específicamente el deslizamiento y finalmente se incluyen limitaciones para garantizar la seguridad en los motores (donde el par es regulable desde 0 a 40 Nm para las pruebas en pista).

**Código 8.1** Código para el control de velocidad angular y deslizamiento basado en ganancias.

```
//filtrado de la señal de dirección

Steering_angle_filtrado[1]=0.21*Steering_angle+0.79*Steering_angle_filtrado[0];

Yawrate_deseado=(-1)*(velocidad_COG[3]*Steering_angle_filtrado[1])/(DIST_EJES_
    LX +((MASS_FOX/DIST_EJES_LX)*((DIST_R_LX/Cd)-(DIST_F_LX/Ct))*(pow(velocidad
    _COG[3],2))));

Steering_angle_filtrado[0]=Steering_angle_filtrado[1];

// Cálculo de deslizamientos, siendo des[0]=des_RL, des[1]=des_FL, des[2]=des_
    RR y des[3]= des_FR.

des[0]= fabs((DIAMETRO_WR/2.0)*veloc_ang_WRL[0] - veloc_WRL_x[0])/max((DIAMETRO
    _WR/2.0)*veloc_ang_WRL[0],veloc_WRL_x[0]);

des[1]= fabs((DIAMETRO_WF/2.0)*veloc_ang_WFL[0] - veloc_WFL_x[0])/max((DIAMETRO
    _WF/2.0)*veloc_ang_WFL[0],veloc_WFL_x[0]);

des[2]= fabs((DIAMETRO_WR/2.0)*veloc_ang_WRR[0] - veloc_WRR_x[0])/max((DIAMETRO
    _WR/2.0)*veloc_ang_WRR[0],veloc_WRR_x[0]);

des[3]= fabs((DIAMETRO_WF/2.0)*veloc_ang_WFR[0] - veloc_WFR_x[0])/max((DIAMETRO
    _FR/2.0)*veloc_ang_WFR[0],veloc_WFR_x[0]);

// Calculo de las Fuerzas verticales a partir de la suspension.

//filtros para la suspension.
```

```

if(susp_ti_filtrado[0]!=0){

susp_ti_filtrado[1]=0.3*susp_ti+0.7*susp_ti_filtrado[0];
susp_di_filtrado[1]=0.3*susp_di+0.7*susp_di_filtrado[0];
susp_td_filtrado[1]=0.3*susp_td+0.7*susp_td_filtrado[0];
susp_dd_filtrado[1]=0.3*susp_dd+0.7*susp_dd_filtrado[0];
}else{
//se parte con el valor sin filtrar como valor inicial.
susp_ti_filtrado[1]=susp_ti;
susp_di_filtrado[1]=susp_di;
susp_td_filtrado[1]=susp_td;
susp_dd_filtrado[1]=susp_dd;
}
//Actualizacion del estado de la suspensión.

susp_ti_filtrado[0]=susp_ti_filtrado[1];
susp_td_filtrado[0]=susp_td_filtrado[1];
susp_dd_filtrado[0]=susp_dd_filtrado[1];
susp_di_filtrado[0]=susp_di_filtrado[1];

//Estimación de Fz con la suspensión, como la suma de las masas suspendidas y
no suspendidas.

Fz_RL_susp=-Kelastica*(0.15/5)*(susp_ti_filtrado[1]-susp_ti_reposo)*cos(angulo_
susp_trasera)+0.5*MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX);
Fz_FL_susp=-Kelastica*(0.15/5)*(susp_di_filtrado[1]-susp_di_reposo)*cos(angulo_
susp_delantera)+0.5*MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX);
Fz_RR_susp=-Kelastica*(0.15/5)*(susp_td_filtrado[1]-susp_td_reposo)*cos(angulo_
susp_trasera)+0.5*MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX);
Fz_FR_susp=-Kelastica*(0.15/5)*(susp_dd_filtrado[1]-susp_dd_reposo)*cos(angulo_
susp_delantera)+0.5*MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX);

// Estimación de Fz con la IMU.

Fz_FL = MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX - HCOG*acelerometro_x[0]/DIST_EJES
_LX)*(0.5-HCOG*acelerometro_y[0]/(GRAV*(DIST_F_LEFT+DIST_F_RIGHT)));
Fz_FR = MASS_FOX*(DIST_R_LX*GRAV/DIST_EJES_LX - HCOG*acelerometro_x[0]/DIST_EJES
_LX)*(0.5+HCOG*acelerometro_y[0]/(GRAV*(DIST_F_LEFT+DIST_F_RIGHT)));
Fz_RL = MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX + HCOG*acelerometro_x[0]/DIST_EJES
_LX)*(0.5-HCOG*acelerometro_y[0]/(GRAV*(DIST_R_LEFT+DIST_R_RIGHT)));
Fz_RR = MASS_FOX*(DIST_F_LX*GRAV/DIST_EJES_LX + HCOG*acelerometro_x[0]/DIST_EJES
_LX)*(0.5+HCOG*acelerometro_y[0]/(GRAV*(DIST_R_LEFT+DIST_R_RIGHT)));

//Calculo del reparto según nivel de tracción, que otorga las fuerzas
verticales.

K_traccion_FL=(4*Kt*Fz_FL)/MASS_FOX;
K_traccion_RL=(4*Kt*Fz_RL)/MASS_FOX;
K_traccion_FR=(4*Kt*Fz_FR)/MASS_FOX;
K_traccion_RR=(4*Kt*Fz_RR)/MASS_FOX;

//Control del yawrate.

Error_yawrate=Yawrate_deseado-yaw_rate_local;

```

```

K_estabilidad_FL=1-Kp*Error_yawrate;
K_estabilidad_RL=1-Kp*Error_yawrate;
K_estabilidad_FR=1+Kp*Error_yawrate;
K_estabilidad_RR=1+Kp*Error_yawrate;

//Acotación entre 0 y 1 de las ganancias.

if(K_estabilidad_FL<0.1){
K_estabilidad_FL=0.1;
}
if(K_estabilidad_RL<0.1){
K_estabilidad_RL=0.1;
}
if(K_estabilidad_FR<0.1){
K_estabilidad_FR=0.1;
}
if(K_estabilidad_RR<0.1){
K_estabilidad_RR=0.1;
}

if(K_estabilidad_FL>1){
K_estabilidad_FL=1;
}
if(K_estabilidad_RL>1){
K_estabilidad_RL=1;
}
if(K_estabilidad_FR>1){
K_estabilidad_FR=1;
}
if(K_estabilidad_RR>1){
K_estabilidad_RR=1;
}

//Control sobre el deslizamiento de las ruedas. Incluyendo Histéresis.

if(des[0]>=umbral+eps){ //umbral 0.2, eps 0.05
Correccion_K_estabilidad_RL[1]=(1/Kd*des[0]);
}
if(des[1]>=umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_FL[1]=(1/Kd*des[1]);
}
if(des[2]>=umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_RR[1]=(1/Kd*des[2]);
}
if(des[3]>=umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_FR[1]=(1/Kd*des[3]);
}

if(des[0]<=umbral-eps){
Correccion_K_estabilidad_RL[1]=1;
}
if(des[1]<=umbral-eps){
Correccion_K_estabilidad_FL[1]=1;
}
if(des[2]<=umbral-eps){
Correccion_K_estabilidad_RR[1]=1;
}

```

```

}
if(des[3]<=umbral-eps){
Correccion_K_estabilidad_FR[1]=1;

}

//se evita la conmutacion con el valor anterior.

if(umbral-eps<des[0] && des[0]<umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_RL[1]=Correccion_K_estabilidad_RL[0];
}
if(umbral-eps<pseudodes[1] && pseudodes[1]<umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_FL[1]=Correccion_K_estabilidad_FL[0];
}
if(umbral-eps<pseudodes[2] && pseudodes[2]<umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_RR[1]=Correccion_K_estabilidad_RR[0];
}
if(umbral-eps<pseudodes[3] && pseudodes[3]<umbral+eps){
Correccion_K_estabilidad_FR[1]=Correccion_K_estabilidad_FR[0];
}

//Aplicacion de la correccion, segun la histéresis.

K_estabilidad_FL=K_estabilidad_FL*Correccion_K_estabilidad_FL[1];
K_estabilidad_RL=K_estabilidad_RL*Correccion_K_estabilidad_RL[1];
K_estabilidad_FR=K_estabilidad_FR*Correccion_K_estabilidad_FR[1];
K_estabilidad_RR=K_estabilidad_RR*Correccion_K_estabilidad_RR[1];

// Actualizacion de la corrección.

Correccion_K_estabilidad_RL[0]=Correccion_K_estabilidad_RL[1];
Correccion_K_estabilidad_FL[0]=Correccion_K_estabilidad_FL[1];
Correccion_K_estabilidad_RR[0]=Correccion_K_estabilidad_RR[1];
Correccion_K_estabilidad_FR[0]=Correccion_K_estabilidad_FR[1];

//si el error en yawrate es muy pequeño, no aplico el control de yawrate.

if(Error_yawrate<0.06 && Error_yawrate>-0.06)
{
K_estabilidad_FL=1;
K_estabilidad_RL=1;
K_estabilidad_FR=1;
K_estabilidad_RR=1;

// Si la velocidad es muy baja o negativa tampoco actuará.

}else if (velocidad_COG[3]<1.3 || velocidad_COG[0]<0){
K_estabilidad_FL=1;
K_estabilidad_RL=1;
K_estabilidad_FR=1;
K_estabilidad_RR=1;
}

//Aplicacion sobre el par conductor (en Nm)

```



```

Par_calc_FL=Relacion_ParPedal*acelerador_local*K_traccion_FL*K_estabilidad_FL;
Par_calc_RL=Relacion_ParPedal*acelerador_local*K_traccion_RL*K_estabilidad_RL;
Par_calc_FR=Relacion_ParPedal*acelerador_local*K_traccion_FR*K_estabilidad_FR;
Par_calc_RR=Relacion_ParPedal*acelerador_local*K_traccion_RR*K_estabilidad_RR;

//Limitacion de par por seguridad.

if(Par_calc_FL>40){
Par_calc_FL=40;
}
if(Par_calc_RL>40){
Par_calc_RL=40;
}
if(Par_calc_FR>40){
Par_calc_FR=40;
}
if(Par_calc_RR>40){
Par_calc_RR=40;
}

//Par corregido a aplicar en voltios.
Par_aplicado[0]=Par_calc_RL/Relacion_ParPedal;
Par_aplicado[1]=Par_calc_FL/Relacion_ParPedal;
Par_aplicado[2]=Par_calc_RR/Relacion_ParPedal;
Par_aplicado[3]=Par_calc_FR/Relacion_ParPedal;

//Seguridad.
if(Par_aplicado[0]>5){
Par_aplicado[0]=5;
}
if(Par_aplicado[1]>5){
Par_aplicado[1]=5;
}
if(Par_aplicado[2]>5){
Par_aplicado[2]=5;
}
if(Par_aplicado[3]>5){
Par_aplicado[3]=5;
}

if(Par_aplicado[0]<=0){
Par_aplicado[0]=0;
}
if(Par_aplicado[1]<=0){
Par_aplicado[1]=0;
}
if(Par_aplicado[2]<=0){
Par_aplicado[2]=0;
}
if(Par_aplicado[3]<=0){
Par_aplicado[3]=0;
}

```

```
}
```

Con respecto al control PI, las líneas incluidas en el controlador ya existente son las siguientes, para adaptar el par calculado al nivel de tracción disponible:

**Código 8.2** Código para la limitación de par del control PI.

```
//coeficientes de rozamiento
nu_WFL = c1*(1-exp(-c2*desliz_res_FL))-c3*desliz_res_FL;
nu_WRL = c1*(1-exp(-c2*desliz_res_RL))-c3*desliz_res_RL;
nu_WFR = c1*(1-exp(-c2*desliz_res_FR))-c3*desliz_res_FR;
nu_WRR = c1*(1-exp(-c2*desliz_res_RR))-c3*desliz_res_RR;

nu_RL_x=nu_WRL*(des[0]/desliz_res_RL);
nu_FL_x=nu_WFL*(des[1]/desliz_res_FL);
nu_RR_x=nu_WRR*(des[2]/desliz_res_RR);
nu_FR_x=nu_WFR*(des[3]/desliz_res_FR);

//Limitacion de par según F. rozamiento, con par expresado en voltios.
Par_max_RL=(nu_RL_x*Fz_RL*(DIAMETRO_WR/2))/Relacion_ParPedal;
Par_max_FL=(nu_FL_x*Fz_FL*(DIAMETRO_WF/2))/Relacion_ParPedal;
Par_max_RR=(nu_RR_x*Fz_RR*(DIAMETRO_WR/2))/Relacion_ParPedal;
Par_max_FR=(nu_FR_x*Fz_FR*(DIAMETRO_WF/2))/Relacion_ParPedal;

if(senhal_motores[0]>Par_max_RL){
senhal_motores[0]=Par_max_RL;
}
if(senhal_motores[1]>Par_max_FL){
senhal_motores[1]=Par_max_FL;
}
if(senhal_motores[2]>Par_max_RR){
senhal_motores[2]=Par_max_RR;
}
if(senhal_motores[3]>Par_max_FR){
senhal_motores[3]=Par_max_FR;
}
```

donde *senhalmotores* son los pares a limitar calculados por el control PI, en voltios (del reparto definido en las ecuaciones 6.1, 6.2, 6.3 y 6.4).

## 9 Conclusiones y trabajo futuro

---

### 9.1 Conclusiones

**D**urante este trabajo se ha realizado un estudio completo sobre un problema real complejo, como es el diseño y la posterior implementación de algoritmos capaces de mejorar la dinámica de un vehículo. Se ha trabajado en la etapa de desarrollo mediante simulación de los códigos propuestos, haciendo uso de un modelo del coche FOX, siendo esta parte del trabajo fundamental para posteriormente poder poner a prueba los algoritmos desarrollados en pista y hacerles un ajuste más fino. El contenido de los capítulos que contienen el diseño y la implementación de los controladores es el siguiente:

Durante el capítulo 4, se han explicado las pruebas que han sido objeto de estudio, tanto para la parte de simulación como para las pruebas en pista. Por otro lado se han explicado las diferentes tareas que se han realizado para preparar los test en pista, tanto el cálculo de referencias para los controladores como el acondicionamiento de las variables clave para el control.

Tras analizar el funcionamiento de la unidad inercial del vehículo y de los potenciómetros instalados en la suspensión, y tratar dicha información, ahora se dispone de dos métodos extra para calcular las fuerzas verticales sobre las ruedas, cuya estimación es muy útil de cara al control de vehículos.

En el capítulo 5, se lleva a cabo la explicación teórica del primer controlador desarrollado, desempeñando éste un control sobre el yawrate del vehículo y a su vez del deslizamiento de las ruedas. Con ello pretende tener un esquema lo más simple y completo posible, para ser incluido en un prototipo de competición en 2018. En la última sección se incluye además el diagrama de bloques completo que se ha construido en la herramienta Matlab/Simulink. De este capítulo se concluye que con una lógica versátil y eficiente computacionalmente se consigue mejorar la respuesta de las variables de interés en el FOX.

Dentro del capítulo 6 se explica un control proporcional-integral cuyo diseño de partida ya ha sido desarrollado en la tesis doctoral de David Marcos [11]. Dicho algoritmo ha sido completado con una limitación de par dada por la tracción disponible en cada momento y su funcionamiento ha sido comprobado en pista.

Finalmente, en el capítulo 7 se muestran todos los resultados obtenidos con el uso de los controladores, tanto en la parte de simulación como en las pruebas realizadas en el coche real, aportando información útil para el diseño completo de algoritmos de control alternativos. En el capítulo 8 se tiene una explicación detallada de los códigos QNX finales cargados en el coche.

## 9.2 Trabajo futuro

Como posibles vías de desarrollo en el campo de los controladores actuales en el FOX se proponen las siguientes tareas futuras:

1. Probar los controladores ya operativos en el coche sobre diferentes tipos de suelo y trazadas, con la idea de conseguir que los algoritmos sean más robustos y fiables en el coche real.
2. Diseñar un controlador que no sólo realice un reparto más adecuado del par cuando se está pisando el acelerador, sino también en el momento de accionar el freno, de forma que las ruedas puedan evitar el deslizamiento excesivo e incluso recuperar parte de la energía que se disiparía por calor.
3. Llevar a cabo un algoritmo que gestione el par aplicado teniendo en cuenta consideraciones energéticas, con el fin de optimizar la autonomía de las baterías.
4. Continuar desarrollando el control de estabilidad basado en MPC, incluyendo funcionalidades que mejoren la tracción del vehículo.

# Índice de Códigos

---

|     |   |    |
|-----|---|----|
| 5.1 | Código de velocidad angular deseada   | 36 |
| 5.2 | Código para la estimación de las fuerzas verticales                             | 37 |
| 8.1 | Código para el control de velocidad angular y deslizamiento basado en ganancias | 87 |
| 8.2 | Código para la limitación de par del control PI                                 | 92 |



# Bibliografía

---

- [1] Society of Automotive Engineers, Vehicle Dynamics Terminology, SAEJ670e, SAE, Warrendale, PA (1976).
- [2] Lochlan Brown, *Improving performance using torque vectoring on an electric all-wheel-drive formula sae race car*, (2013).
- [3] Jose Carlos Alonso Cañizal, *Implementación de control de tracción en vehículos eléctricos con tracción integral*, (2015).
- [4] Camacho, E.F., and Bordons, C. Model Predictive Control. Springer, Second Edition. Londres (2007).
- [5] Mooryong Choi and Seibum B. Choi., Model Predictive Control for Vehicle Yaw Stability with Practical Concerns (2014).
- [6] Kiumars Jalali, Stability Control of Electric Vehicles with In-wheel Motors (2010).
- [7] Kiumars Jalali, Thomas Uchida, Steve Lambert, and John McPhee, Development of an Advanced Torque Vectoring Control System for an Electric Vehicle with In-Wheel Motors using Soft Computing Techniques (2013).
- [8] Lu Junhui and Wang Jianqiang, Road surface condition detection based on road surface temperature and solar radiation (2010).
- [9] Uwe Kiencke and Lars Nielsen, *Automotive control systems for engine, driveline, and vehicle*, (2001).
- [10] José M. Vargas Lara, *Control predictivo multivariable: evolución histórica y conceptos*.
- [11] David Marcos, *Contributions to power management and dynamics control in hybrid vehicles*, (2014).
- [12] Shannon L. Miller, Brett Youngberg, Alex Millie, Patrick Schweizer, and J. Christian Gerdes, Calculating Longitudinal Wheel Slip and Tire Parameters Using GPS Velocity (2001).
- [13] Rajesh Rajamani, Vehicle Dynamics and Control (2005).
- [14] Formula Student, *Formula student rules 2017*.
- [15] Wallentowitz, H. "Vertical and Lateral Dynamics of Passenger Vehicles, Automotive Technology II" Institute of Automotive Engineering, Aachen University of Technology, Germany (2005).
- [16] Oscar Zapatería, *Sistema de control de tracción*, (2001).